

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2004-052677

(43)Date of publication of application : 19.02.2004

(51)Int.Cl.

F02D	13/02
F01L	13/00
F02D	9/02
F02D	41/04
F02D	41/14
F02D	45/00

(21)Application number : 2002-211992

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : **22.07.2002**

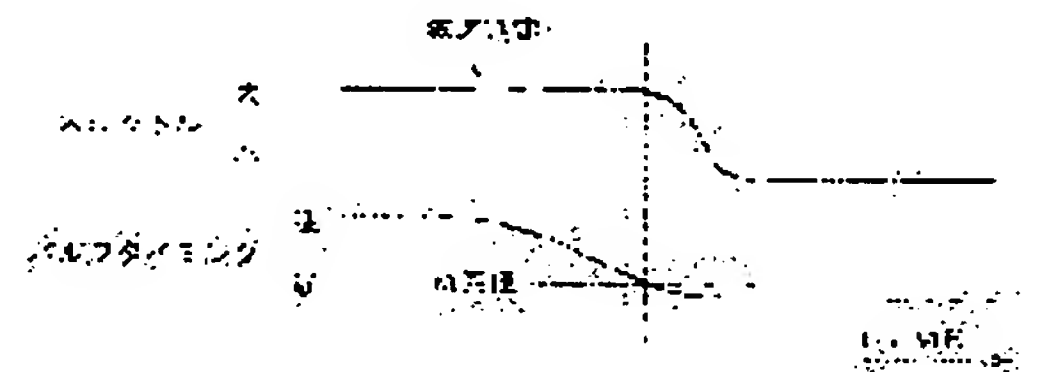
(72)Inventor : KAWAMURA KATSUHIKO
EGASHIRA TAKESHI

(54) INTAKE CONTROLLING EQUIPMENT FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent engine stall or the like when deceleration traversing boundary between valve controlled region and throttle controlled region.

SOLUTION: An intake controlling equipment is provided with a variable motion valve mechanism capable of controlling intake quantity flowing into a cylinder, and an electronically controlled throttle valve 18. In the throttle controlled region on low load side of low speed, the equipment controls the intake quantity by means of an opening of the throttle valve 18 while regarding characteristic of valve lift as substantial constant. In the valve controlled region which is on higher speed side of higher load than the former, the equipment also controls the intake quantity by means of variable control of the characteristic of the valve lift due to the variable motion valve mechanism while retaining the opening of the throttle valve 18 at an substantially constant opening corresponding to negative pressure as required minimal as possible. The equipment judges the deceleration and at the same time preferentially starts to control the characteristic of the valve lift when deceleration and closes the throttle valve 18 in stages at which valve timing angularly delays to predefined value. Thereby, there is no such a phenomenon that pressure in a collector 16 drops down with excessive overlap.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.04.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]

The adjustable valve gear which can change an internal combustion engine's inspired air volume continuously by carrying out adjustable control of the valve-lift property of an inlet valve,

The collector which the inhalation-of-air path of two or more cylinders connects,

The throttle valve which is located in the upstream of this collector and by which an opening is controlled by the control signal,

***** -- an internal combustion engine's inhalation-of-air control unit -- setting

In the predetermined throttle regulatory region by the side of low-speed low loading, while maintaining the opening of the above-mentioned throttle valve so that inspired air volume may be controlled by opening control of the above-mentioned throttle valve and the pressure in the above-mentioned collector may serve as predetermined negative pressure from this in the valve-control field by the side of a high-speed heavy load, it has the control means which controls inspired air volume by control of the valve-lift property by the above-mentioned good fluctuation valve system,

This control means is the inhalation-of-air control unit of the internal combustion engine characterized by giving priority to control of the valve-lift property by the above-mentioned good fluctuation valve system over control of the above-mentioned throttle valve, and performing it to the transient which shifted to the above-mentioned throttle regulatory region from the above-mentioned valve-control field.

[Claim 2]

The inhalation-of-air control unit of the internal combustion engine according to claim 1 characterized by for the control characteristic of the above-mentioned valve-lift property having become discontinuous, and the inlet-valve open stage and the inlet-valve close stage carrying out the angle of delay by the above-mentioned throttle regulatory region compared with the above-mentioned valve-control field side on the boundary of the above-mentioned throttle regulatory region and the above-mentioned valve-control field.

[Claim 3]

It is the inhalation-of-air control unit of the internal combustion engine according to claim 1 or 2 characterized by for the control characteristic of the opening of the above-mentioned throttle valve having become discontinuous on the boundary of the above-mentioned throttle regulatory region and the above-mentioned valve-control field, and the opening in the above-mentioned valve-control field being fully larger than the opening in the above-mentioned throttle regulatory region.

[Claim 4]

The inhalation-of-air control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 characterized by starting actuation of a throttle valve after reaching a predetermined valve-lift property according to the above-mentioned good fluctuation valve system at the time of the slowdown judging to the above-mentioned throttle regulatory region from the above-mentioned valve-control field.

[Claim 5]

At the time of the slowdown judging to the above-mentioned throttle regulatory region from the above-mentioned valve-control field A throttle valve is driven to the intermediate objective opening set up between whenever [in a valve-control field / throttle valve-opening], and, whenever [after throttle regulatory region shift / target throttle valve-opening]. The inhalation-of-air control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 characterized by driving a throttle valve towards whenever [above-mentioned target throttle valve-opening] after reaching a predetermined valve-lift property according to the above-mentioned good fluctuation valve system.

[Claim 6]

the above-mentioned good fluctuation valve gear -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- simultaneous -- and -- continuous -- amplification and a cutback -- controllable lift and actuation angle adjustable device, and the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to **** -- since -- the inhalation-of-air control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 5 characterized by being constituted.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]

This invention relates to the inhalation-of-air control device of the internal combustion engine which attained control of inspired air volume especially combining adjustable control of the valve-lift property of an inlet valve, and opening control of the so-called electronics control throttle valve about the inhalation-of-air control device which controls the inspired air volume inhaled in an internal combustion engine's cylinder.

[0002]

[Description of the Prior Art]

In a gasoline engine, although inspired air volume is controlled by opening control of the throttle valve generally prepared all over the inhalation-of-air path, by this kind of method, there is a problem that the pumping loss at the time of the small inside low loading of especially whenever [throttle valve-opening] is large as known well. On the other hand, the attempt which is going to control inspired air volume by changing the closing motion stage (especially close stage) and the amount of lifts of an inlet valve, without being dependent on a throttle valve is made from before, and realizing the so-called configuration of the throttle loess which does not possess a throttle valve in an inhalation-of-air system like a Diesel engine using this technique is proposed.

[0003]

At the time of the low vehicle speed which there is a problem that the response delay of a transient is comparatively large, on the other hand in the case of the adjustable valve gear using a mechanical device, and will go into the slowdown in order [which is depended on the response delay of the adjustable valve gear at the time of a slowdown at JP,6-213021,A] to avoid generating of excessive bulb overlap, the technique restricted so that the tooth lead angle of the valve timing may seldom be carried out is indicated.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]

When controlling inspired air volume by adjustable control of the valve-lift property of an inlet valve as the so-called throttle loess as mentioned above, since the inspired air volume which should be controlled decreases dramatically, in the field of a super-low load including an idle, the stable inspired-air-volume control only by the valve-lift property becomes difficult. Moreover, if negative pressure does not occur in an inhalation-of-air system as perfect throttle loess, the new technical problem that it becomes impossible to use the existing system which makes blow-by gas, the purge gas from an evaporator, etc. flow back in an inhalation-of-air system, for example, and the negative pressure used also as driving sources, such as various actuators, is not obtained easily will be derived.

[0005]

Therefore, although these people are examining realizing operational status of substantial throttle loess by almost all operating range by preparing the so-called electronics control throttle valve, and combining with the opening control In the field by the side of the low-speed low loading depending on opening control of a throttle valve, and the field depending on control of the valve-lift property of an adjustable valve gear If the control characteristic of whenever [throttle valve-opening], or a valve-lift property becomes discontinuous, the nonconformity from which combustion becomes instability transitionally will arise without both control having consistency in the transient which a service condition crosses both boundary and changes.

[0006]

It is not related with the consistency of two control and, as for the technique of above-mentioned JP,6-

213021,A, adjustable control of a valve-lift property does not perform [which becomes discontinuous / a property / in this way] inspired-air-volume control. And like this official report, with restricting the tooth lead angle of valve timing at the time of the low vehicle speed, it is contrary to the original object of obtaining the optimal valve timing, primarily, and especially the inspired-air-volume control by valve timing is impossible absolutely.

[0007]

[Means for Solving the Problem]

By carrying out adjustable control of the valve-lift property of an inlet valve, the inhalation-of-air control device of the internal combustion engine of this invention was located in the upstream of the collector with which the inhalation-of-air path of two or more cylinders connects an internal combustion engine's inspired air volume with an adjustable valve gear with possible making it change continuously, and this collector, was equipped with the so-called electronics control throttle valve by which an opening is controlled by the control signal, and is further equipped with the control means which controls inspired air volume using the above-mentioned good fluctuation valve system and an electronics control throttle valve.

[0008]

The above-mentioned control means controls inspired air volume by control of the valve-lift property by the above-mentioned good fluctuation valve system at the predetermined throttle regulatory region by the side of low-speed low loading while maintaining the opening of the above-mentioned throttle valve so that inspired air volume may be controlled by opening control of the above-mentioned throttle valve and the pressure in the above-mentioned collector may serve as predetermined negative pressure from this in the valve-control field by the side of a high-speed heavy load.

[0009]

Namely, within the above-mentioned throttle regulatory region, as for the valve-lift property by the adjustable valve gear, control of regularity or the required inspired air volume are held in general uniformly and corresponding to the service condition is made by opening control of a throttle valve. If it puts in another way, according to a service condition, whenever [throttle valve-opening] will carry out size change, and the torque of *****, as a result an engine will be controlled by whenever [this throttle valve-opening]. Thus, the inspired air volume of pole small quantity can be controlled with a sufficient precision by using a throttle valve, and dispersion in the inspired air volume between cylinders can be especially avoided by it.

[0010]

On the other hand, in the above-mentioned valve-control field, whenever [throttle valve-opening] is maintained so that the pressure in a collector may serve as predetermined negative pressure. Here, generally predetermined negative pressure is necessary minimum negative pressure as a source of negative pressure, for example, is -50mmHg extent. Therefore, whenever [throttle valve-opening] becomes [whether it is close to full admission, and], and turns into a big opening. And control of final inspired air volume is made by the adjustable valve gear. For example, if the close stage of an inlet valve is brought forward in front of a bottom dead point, the inspired air volume in a cylinder will decrease according to it. If it puts in another way, in a valve-control field, a valve-lift property will change according to a service condition, and the torque of *****, as a result an engine will be controlled by this valve-lift property. Thus, even if it provides the throttle valve, as the pressure in a collector serves as weak negative pressure near an atmospheric pressure, by controlling inspired air volume by the valve-lift property of an inlet valve, it becomes throttle loess operation substantially and a pumping loss decreases substantially. Moreover, since necessary minimum negative pressure is secured in a collector, it is possible to apply large modification for the various systems using negative pressure, such as reflux of blow-by gas required as flight model Seki, to ***** as they are.

[0011]

On the other hand, as mentioned above, if the method of inspired-air-volume control in throttle regulatory region and a valve-control field is switched, on both boundary, the control characteristic of a valve-lift property will become discontinuous. Generally, an inlet-valve open stage and an inlet-valve close stage become what carried out the angle of delay by the above-mentioned throttle regulatory region compared with the above-mentioned valve-control field side.

[0012]

Moreover, on the boundary of the above-mentioned throttle regulatory region and the above-mentioned valve-control field, the control characteristic of the opening of the above-mentioned throttle valve becomes discontinuous, and the opening in the above-mentioned valve-control field will become large enough from

the opening in the above-mentioned throttle regulatory region.

[0013]

Consequently, the case where a valve-lift property and whenever [throttle valve-opening] do not have consistency temporarily in the transient which crosses and changes may produce the boundary of the above [a service condition]. Although the throttle valve which the inlet-valve open stage and inlet-valve close stage which were carrying out the tooth lead angle comparatively till then tended to carry out the angle of delay, and was near the full admission simultaneously when it shifted to throttle regulatory region from a valve-control field with a slowdown especially tends to close to the opening according to a load. If it will become too much bulb overlap and combustion will get worse, if change of an inlet-valve open stage is relatively overdue to lowering (increment in negative pressure) of the pressure in a collector, and change of an inlet-valve close stage is relatively overdue, inspired air volume will become less than a target, and an engine output torque will decline unusually. In using a device mechanical as an adjustable valve gear especially, since the responsibility of control of the direction of a throttle valve is higher than an adjustable valve gear, generally this problem becomes more remarkable.

[0014]

So, in this invention, from the above-mentioned valve-control field, the above-mentioned control means gives priority to control of the valve-lift property by the above-mentioned good fluctuation valve system over control of the above-mentioned throttle valve, and performs it to the transient which shifted to the above-mentioned throttle regulatory region. Thereby, generating of the excessive bulb overlap at the time of a slowdown and abnormality lowering of inspired air volume are avoided certainly.

[0015]

[Effect of the Invention]

According to the inhalation-of-air control device of the internal combustion engine concerning this invention, throttle loess operation can be substantially realized in an extensive field by switching the method of the inspired-air-volume control by the valve-control field and throttle regulatory region, securing the precision of the inspired air volume of each cylinder in a field with very little inspired air volume, and it becomes possible to secure the negative pressure of a desirable inhalation-of-air system in flight model Seki moreover. And generating of excessive bulb overlap and abnormality lowering of inspired air volume can be prevented by giving priority to control of a valve-lift property at the time of the slowdown which shifts to throttle regulatory region from a valve-control field.

[0016]

[Embodiment of the Invention]

Hereafter, the gestalt of desirable implementation of this invention is explained to a detail based on a drawing.

[0017]

Drawing 1 shows the example which applied this invention to the V type 6-cylinder gasoline engine 1, and the adjustable valve gear 2 later mentioned to the inlet-valve 3 side of a right-and-left bank is formed, respectively. The valve gear by the side of an exhaust valve 4 is a thing of a direct-acting mold which drives an exhaust valve 4 by the exhaust air cam shaft 5, and the valve-lift property is always fixed.

[0018]

The exhaust manifold 6 of a right-and-left bank is connected to a catalytic converter 7, and the air-fuel ratio sensor 8 which detects an exhaust air air-fuel ratio is formed in the upper location of the catalytic converter 7 of a parenthesis. The flueway 9 of a right-and-left bank joined by the downstream of a catalytic converter 7, and is further equipped with the 2nd catalytic converter 10 and silencer 11 down-stream.

[0019]

The branch path 15 is connected to the inlet port of each cylinder, and the upper edge of six branch paths 15 of a parenthesis is connected to the collector 16, respectively. The inhalation-of-air inlet-port path 17 is connected to the end of the above-mentioned collector 16, and the electronics control throttle valve 18 is formed in this inhalation-of-air inlet-port path 17. This electronics control throttle valve 18 is equipped with the actuator which consists of an electric motor, and that opening is controlled by the control signal given from the engine control unit 19. In addition, one is equipped with the sensor which detects the actual opening of a throttle valve 18 and which is not illustrated, and closed loop control of whenever [throttle valve-opening] is carried out to a target opening based on the detecting signal. Moreover, the air flow meter 25 which detects an intake air flow is arranged, and the air cleaner 20 is further formed in the upstream of a throttle valve 18 for the upstream.

[0020]

Moreover, in order to detect engine rotational speed and a crank angle location, the crank angle sensor 21 is formed to the crankshaft, and it has the accelerator opening sensor 22 which detects further the accelerator pedal opening (the amount of treading in) operated by the operator. These detecting signals are inputted into the engine control unit 19 with the above-mentioned air flow meter 25 and the detecting signal of the air-fuel ratio sensor 8. Based on these detecting signals, the opening of the injection quantity of a fuel injection valve 23, fuel injection timing, ignition timing by the ignition plug 24, the valve-lift property by the adjustable valve gear 2, and a throttle valve 18 etc. is controlled by the engine control unit 19.

[0021]

Next, based on drawing 2, the configuration of the adjustable valve gear 2 by the side of an inlet valve 3 is explained. In the phase (phase to the crankshaft which is not illustrated) of the lift and the actuation angle adjustable device 51 in which the lift and actuation angle of an inlet valve are changed, and the central angle of that lift, a tooth lead angle or the phase adjustable device 71 which carries out the angle of delay, and ** are put together, and this adjustable valve gear 2 is constituted.

[0022]

First, a lift and the actuation angle adjustable device 51 are explained. In addition, for example by JP,2002-89303,A etc., although these people propose previously, since this lift and actuation angle adjustable device 1 are well-known, it explains only that outline.

[0023]

The above-mentioned inlet valve 3 by which the lift and the actuation angle adjustable device 51 were formed in the cylinder head free [sliding], The driving shaft 52 supported by the cam bracket (not shown) of the cylinder head upper part free [a revolution], The eccentric cam 53 fixed to this driving shaft 52 by press fit etc., and the control axis 62 arranged at a driving shaft 52 and parallel while being supported free [a revolution] with the same cam bracket as the upper part location of the above-mentioned driving shaft 52, It has the rocker arm 56 supported by the eccentric-cam section 68 of this control axis 62 free [a splash], and the splash cam 59 which contacts the tappet 60 arranged at the upper bed section of each inlet valve 3. The above-mentioned eccentric cam 53 and the rocker arm 56 are coordinated by the link arm 54, and the rocker arm 56 and the splash cam 59 are coordinated by the link member 58.

[0024]

The above-mentioned driving shaft 52 is driven with an engine's crankshaft through a timing chain or a timing belt so that it may mention later.

[0025]

While the above-mentioned eccentric cam 53 had the circular peripheral face and the core of this peripheral face has offset only the specified quantity from the axial center of a driving shaft 52, the annular section of the link arm 54 has fitted into this peripheral face pivotable.

[0026]

The upper bed section of the above-mentioned link member 58 has coordinated it with the other end through the connection pin 57 while the abbreviation center section is supported by the above-mentioned eccentric-cam section 68 rockable and the arm section of the above-mentioned link arm 54 has coordinated the above-mentioned rocker arm 56 with the end section through the connection pin 55. Eccentricity of the above-mentioned eccentric-cam section 68 is carried out from the axial center of a control axis 62, therefore the center of oscillation of a rocker arm 56 changes according to the angular position of a control axis 62.

[0027]

The above-mentioned splash cam 59 fits into the periphery of a driving shaft 52, and is supported free [a revolution], and the soffit section of the above-mentioned link member 58 has coordinated it with the edge which extended to the side through the connection pin 67. The cam side and ** which draw a predetermined curve and are prolonged from a driving shaft 52, the base circle surface which makes concentric radii, and this base circle surface are continuously formed in the underside of this splash cam 59, and these base circle surfaces and a cam side contact the top face of a tappet 60 according to the splash location of the splash cam 59.

[0028]

That is, the above-mentioned base circle surface is the section when the amount of lifts is set to 0 as the base circle section, and when the splash cam 59 rocks and a cam side contacts a tappet 60, the lift of it will be carried out gradually. In addition, some lamp section is prepared between the base circle section and the lift section.

[0029]

The above-mentioned control axis 62 is constituted so that it may illustrate, and it may rotate by

predetermined include-angle within the limits with the lift and the actuator 63 for actuation angle control formed in the end section. This lift and actuator 63 for actuation angle control consist of a servo motor which drives a control axis 62 through a worm gear 65, and is controlled by the control signal from the engine control unit 19. In addition, angle of rotation of a control axis 62 is detected by the control-axis sensor 64.

[0030]

If an operation of this lift and actuation angle adjustable device 51 is explained and a driving shaft 52 will rotate, according to a cam operation of an eccentric cam 53, the link arm 54 will move up and down and a rocker arm 56 will rock in connection with this. The splash of this rocker arm 56 is transmitted to the splash cam 59 through the link member 58, and this splash cam 59 rocks it. A tappet 60 is pressed by cam operation of this splash cam 59, and an inlet valve 3 carries out a lift according to it.

[0031]

Here, if the include angle of a control axis 62 changes through a lift and the actuator 63 for actuation angle control, the initial position of a rocker arm 56 will change, as a result the initial splash location of the splash cam 59 will change.

[0032]

For example, supposing the eccentric-cam section 68 is located above the drawing, a rocker arm 56 is located upwards as a whole, and will be in the condition that the edge by the side of the connection pin 67 of the splash cam 59 was able to pull up upwards relatively. That is, the initial position of the splash cam 59 inclines in the direction in which the cam side separates from a tappet 60. Therefore, when the splash cam 59 rocks with a revolution of a driving shaft 52, the period when a base circle surface continues contacting a tappet 60 for a long time at, and a cam side contacts a tappet 60 is short. Therefore, the amount of lifts becomes small as a whole, and it reduces, the include-angle range, i.e., the actuation angle, from the open stage to a close stage.

[0033]

On the contrary, supposing the eccentric-cam section 68 is located down the drawing, a rocker arm 56 is located below as a whole, and will be in the condition that the edge by the side of the connection pin 67 of the splash cam 59 was depressed below relatively. That is, the initial position of the splash cam 59 inclines in the direction in which the cam side approaches a tappet 60. Therefore, when the splash cam 59 rocks with a revolution of a driving shaft 52, the part in contact with a tappet 60 shifts to a cam side promptly from a base circle surface. Therefore, the amount of lifts becomes large as a whole, and the actuation angle is also expanded.

[0034]

Since the initial position of the above-mentioned eccentric-cam section 68 may be changed continuously, in connection with this, a valve-lift property changes continuously. That is, a lift and an actuation angle can be made to expand and reduce to both coincidence continuously. Although based on the layout of each part, the open stage and close stage of an inlet valve 3 change to the symmetry mostly, for example with size change of a lift and an actuation angle.

[0035]

next, the actuator 73 for phase control made to rotate relatively the sprocket 72 prepared in the front end section of the above-mentioned driving shaft 52, this sprocket 72, and the above-mentioned driving shaft 52 to predetermined include-angle within the limits as the phase adjustable device 71 is shown in drawing 2 -- since -- it is constituted. The above-mentioned sprocket 72 is being interlocked with the crankshaft through the timing chain or timing belt which is not illustrated. The above-mentioned actuator 73 for phase control consists of rotary actuators, such as an oil pressure controller and electromagnetic, and is controlled by the control signal from the engine control unit 19. a lift [in / according to an operation of this actuator 73 for phase control, a sprocket 72 and a driving shaft 52 rotate relatively, and / a valve lift] -- a central angle ****. that is, the ** which the curve of a lift property itself does not change -- the whole -- a tooth lead angle -- or the angle of delay is carried out. Moreover, this change can also be obtained continuously. The control state of this phase adjustable device 71 is detected by the driving shaft sensor 66 which answers the revolution location of a driving shaft 52.

[0036]

In this example, closed loop control of a lift, the actuation angle adjustable device 51, and the phase adjustable device 71 is carried out based on detection of each sensors 64 and 66.

[0037]

In the configuration which equipped the inlet-valve 3 side with the above adjustable valve gears 2, it is

possible to control inspired air volume by adjustable control of an inlet valve 3 fundamentally, without being dependent on a throttle valve 18. However, it is necessary to control the lift of an inlet valve 3 by the field in which inspired air volume turns into pole small quantity very small, and *****, as a result the air-fuel ratio of each cylinder tend to change with the slight dispersion a lot in it. Therefore, in this invention, in the field by the side of predetermined low-speed low loading, it replaces with the inspired-air-volume control by adjustable control of an inlet valve, and considers as the inspired-air-volume control by the opening of a throttle valve 18. Moreover, in flight model Seki, since it is desirable that some negative pressure exists in the inhalation-of-air system for reflux of blow-by gas etc., negative pressure is slightly generated for a throttle valve 18 in closing and a collector 16 also in the field which performs inspired-air-volume control by adjustable control of an inlet valve 3.

[0038]

That is, as shown in drawing 3, the field A by the side of predetermined low-speed low loading including an idle is set up as throttle regulatory region, and the remaining fields B are set up as a valve-control field. Within the above-mentioned throttle regulatory region, the valve-lift property of the inlet valve 3 by the adjustable valve gear 2 is held in general uniformly, and control of the required inspired air volume according to a service condition is made by opening control of a throttle valve 18. That is, according to a service condition, the opening of a throttle valve 18 carries out size change, and the torque of *****, as a result an engine is controlled by whenever [this throttle valve-opening]. Thus, the inspired air volume of pole small quantity can be controlled with a sufficient precision by using a throttle valve 18, and dispersion in the inspired air volume between cylinders can be especially avoided by it. Drawing 4 (a) shows the valve-lift property at the time of an idle (for example, a points of drawing 3) as an example of the valve-lift property in throttle regulatory region. In this example, that bulb overlap should be made small, at the time of an idle, an inlet-valve open stage (IVO) is more slightly [than a top dead center] late, and an inlet-valve close stage (IVC) serves as a location which carried out the tooth lead angle rather than the bottom dead point at it. It is needless to say and this valve-lift property is premised on the inside of a collector 16 serving as comparatively strong negative pressure according to the opening of a throttle valve 18. In addition, although a valve-lift property will change slightly since the optimal bulb overlap etc. differs if service conditions differ within throttle regulatory region, this is not for inspired-air-volume control.

[0039]

On the other hand, in the above-mentioned valve-control field in which an inhalation-of-air flow rate serves as size, the opening of a throttle valve 18 is held in general uniformly so that the pressure in a collector 16 may serve as necessary minimum negative pressure (for example, -50mmHg) as predetermined negative pressure of negative pressure, i.e., source. The opening of a throttle valve 18 becomes [whether it is close to full admission, and], and, more specifically, turns into a big opening. In addition, since it is simplified more, it is also possible to make a throttle valve 18 into a fixed opening. And control of final inspired air volume is made by the adjustable valve gear 2. Drawing 4 (b) shows the valve-lift property when being in this valve-control field, and being in a low loading region as an example, (for example, b points of drawing 3). In order to restrict inspired air volume on the assumption that this valve-lift property serves as necessary minimum negative pressure with the inside near atmospheric pressure of a collector 16, an inlet-valve close stage (IVC) serves as a location which carried out the tooth lead angle more greatly than a bottom dead point. Moreover, an inlet-valve open stage (IVO) serves as a location which carried out the tooth lead angle rather than the top dead center. In addition, this valve-control field is set up so that the partial load region where frequency is the highest may be included during operation. Thus, by holding the opening of a throttle valve 18 greatly enough, it becomes throttle loess operation substantially and a pumping loss decreases substantially. Moreover, since necessary minimum negative pressure is secured in a collector 16, it is possible to apply large modification for the various systems using negative pressure, such as reflux of blow-by gas required as flight model Seki, to ***** as they are.

[0040]

Here, since inspired-air-volume control is made as mentioned above, on the boundary of throttle regulatory region and a valve-control field, the control characteristic of the opening of a throttle valve 18 becomes discontinuity, i.e., the thing which changes in step, and if two points which adjoin across a boundary compare, the opening in a valve-control field will become larger enough than the opening in throttle regulatory region.

[0041]

Similarly, it becomes the discontinuous thing which changes in step also about the control characteristic of a valve-lift property on the boundary of the above-mentioned throttle regulatory region and the above-

mentioned valve-control field. In addition, in a valve-control field, a valve-lift property changes continuously according to a service condition, i.e., engine rotational speed, and a load.

[0042]

Therefore, although there is a possibility that an engine stall may arise, at the time of the slowdown in which a service condition crosses the above-mentioned boundary and shifts to throttle regulatory region from a valve-control field (refer to the arrow head of drawing 3), without the opening and valve-lift property of a throttle valve 18 having consistency. In this invention, it carries out by giving priority to control of a valve-lift property at the time of the slowdown which shifts to throttle regulatory region from a valve-control field, and the opening of a throttle valve 18 is driven to desired value in the phase in which this valve-lift property fully changed to near the target.

[0043]

Drawing 5 is a flow chart which shows the processing at the time of this slowdown, is step 1 first, and judges whether they are predetermined slowdown conditions. For example, when it judges with having crossed the above-mentioned boundary with an accelerator pedal opening and engine rotational speed, when an accelerator pedal opening becomes a close by-pass bulb completely, or when the change rate to the negative side of an accelerator pedal opening is more than predetermined level, it judges with a predetermined slowdown. And at step 2, the desired value of target valve timing, i.e., a valve-lift property, is calculated. Similarly, it asks for whenever [target throttle valve-opening] at step 3. And a valve-lift property is turned to the desired value, and is controlled by step 4. That is, a lift, the actuator 63 for actuation angle control, and the actuator 73 for phase control are driven. In this slowdown, it changes from the property of drawing 4 (b) to the property of drawing 4 (a), for example -- as -- mainly -- a lift -- the phase of a central angle carries out the angle of delay. In addition, depending on the mode of a slowdown, a lift and an actuation angle carry out increase and decrease of change somewhat simultaneously. At step 5, a valve-lift property progresses to step 6 in the phase which judged whether the angle of delay was carried out and carried out the angle of delay to the predetermined value to the predetermined value, and starts control of the opening of a throttle valve 18. That is, the actuator of a throttle valve 18 is driven to a target opening. Here, generally, although the above-mentioned predetermined value is set to a tooth-lead-angle side more slightly than the phase of a target valve-lift property, it may be the target valve-lift property itself.

[0044]

Thereby, as shown in drawing 6, the opening and valve timing (IVO or IVC) of a throttle valve 18 change. That is, when valve timing begins to change to an angle-of-delay side with a slowdown judging and this reaches a predetermined value, a throttle valve 18 begins to close. Since the responsibility of control of a throttle valve 18 is high compared with the adjustable valve gear 2, throttle-valve 18 opening falls promptly so that it may illustrate. Therefore, when the pressure in a collector 16 serves as negative pressure strong enough corresponding to a valve-control field by the throttle valve 18, the valve-lift property is a property corresponding to this valve-control field, and the combustion aggravation and the abnormality lowering of inspired air volume by excessive overlap can be avoided certainly.

[0045]

Next, drawing 7 shows the 2nd example of this invention. Although the adjustable valve gear 2 is turned to desired value and is preferentially driven in this example when a slowdown judging is made, as mentioned above, he can come, simultaneously is trying to close the opening of a throttle valve 18 to an intermediate objective opening. This intermediate objective opening is set up between the opening of the throttle valve 18 in the valve-control field in front of a slowdown, and whenever [after throttle regulatory region shift / target throttle valve-opening]. this -- for example, -- simple -- the opening of both center -- although it can also carry out, it is made to ask to obtain required negative pressure more desirably from a predetermined table according to engine rotational speed. Or like the flow chart shown in drawing 8, the negative pressure in a collector 16 may be detected or presumed by the sensor, and feedback control of the opening of a throttle valve 18 may be carried out so that it may become target negative pressure. And the opening of a throttle valve 18 is controlled by the phase as for which the valve-lift property (valve timing) carried out the angle of delay to the predetermined value towards whenever [final target throttle valve-opening] as well as the example mentioned above.

[0046]

Thus, while the moderate feeling of a slowdown by the pumping loss is promptly obtained by closing a throttle valve 18 to a medium opening to a slowdown judging and coincidence, it becomes possible to operate certainly the negative pressure auxiliary type brake using the negative pressure in a collector 16 from the early stages of a slowdown.

[0047]

In addition, this invention is applicable not only at the time of the slowdown which shifts to throttle regulatory region from a valve-control field but the time of the acceleration which shifts to a valve-control field from throttle regulatory region.

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] The configuration explanatory view showing one example of this invention.

[Drawing 2] The perspective view showing the configuration of an adjustable valve gear.

[Drawing 3] Property drawing showing throttle regulatory region and a valve-control field.

[Drawing 4] Property drawing showing an example (a) of the valve-lift property in throttle regulatory region, and an example (b) of the valve-lift property in a valve-control field.

[Drawing 5] The flow chart which shows the flow of the processing at the time of a slowdown.

[Drawing 6] The timing diagram which shows change of the opening of the throttle valve 18 at the time of a slowdown, and change of valve timing.

[Drawing 7] The same timing diagram as drawing 6 which shows a different example.

[Drawing 8] The flow chart of the example which carries out feedback control of the opening of a throttle valve 18 to a medium opening.

[Description of Notations]

2 -- Adjustable valve gear

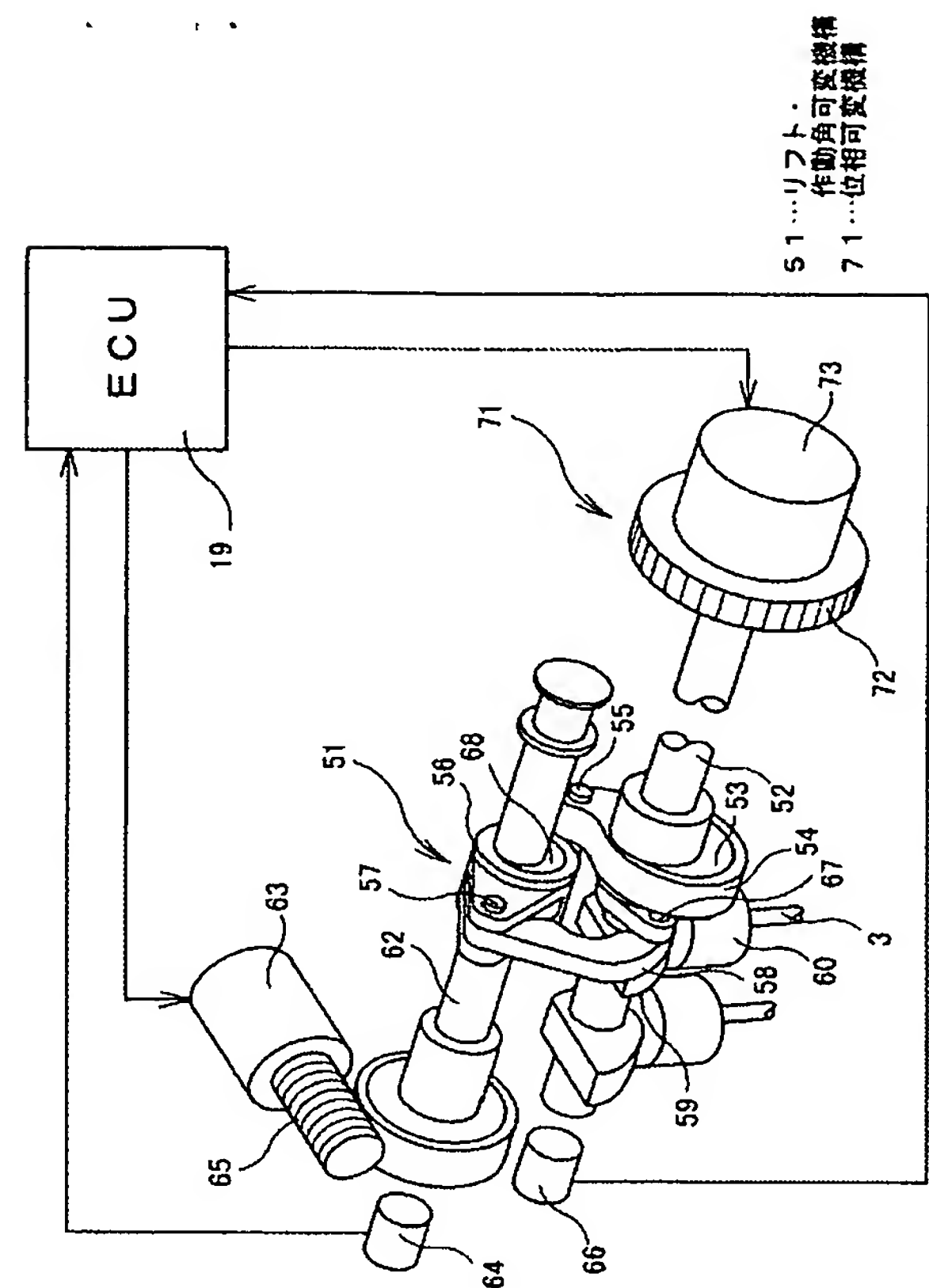
18 -- Throttle valve

19 -- Engine control unit

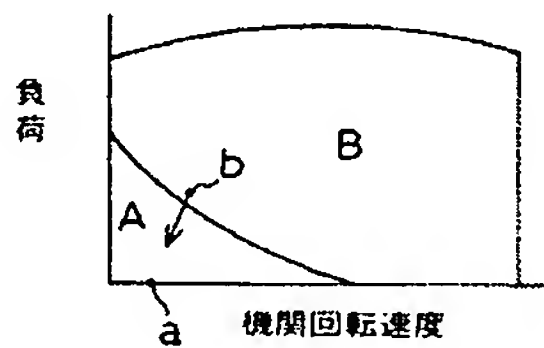
51 -- A lift and actuation angle adjustable device

71 -- Phase adjustable device

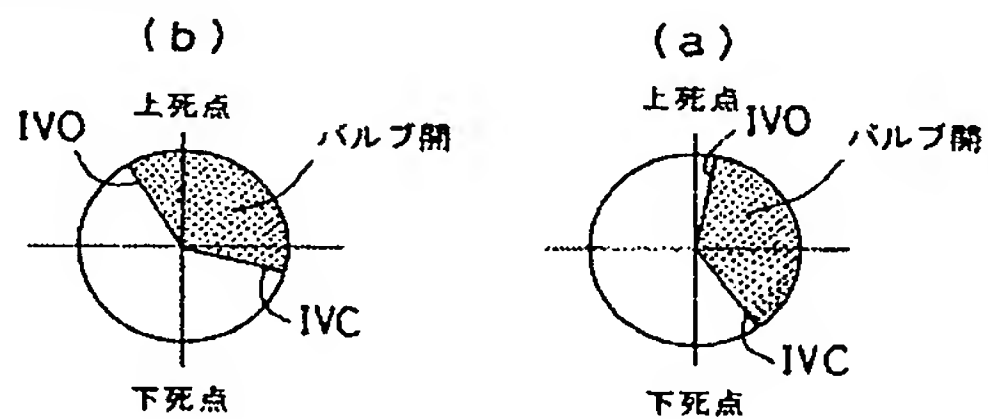
[Translation done.]



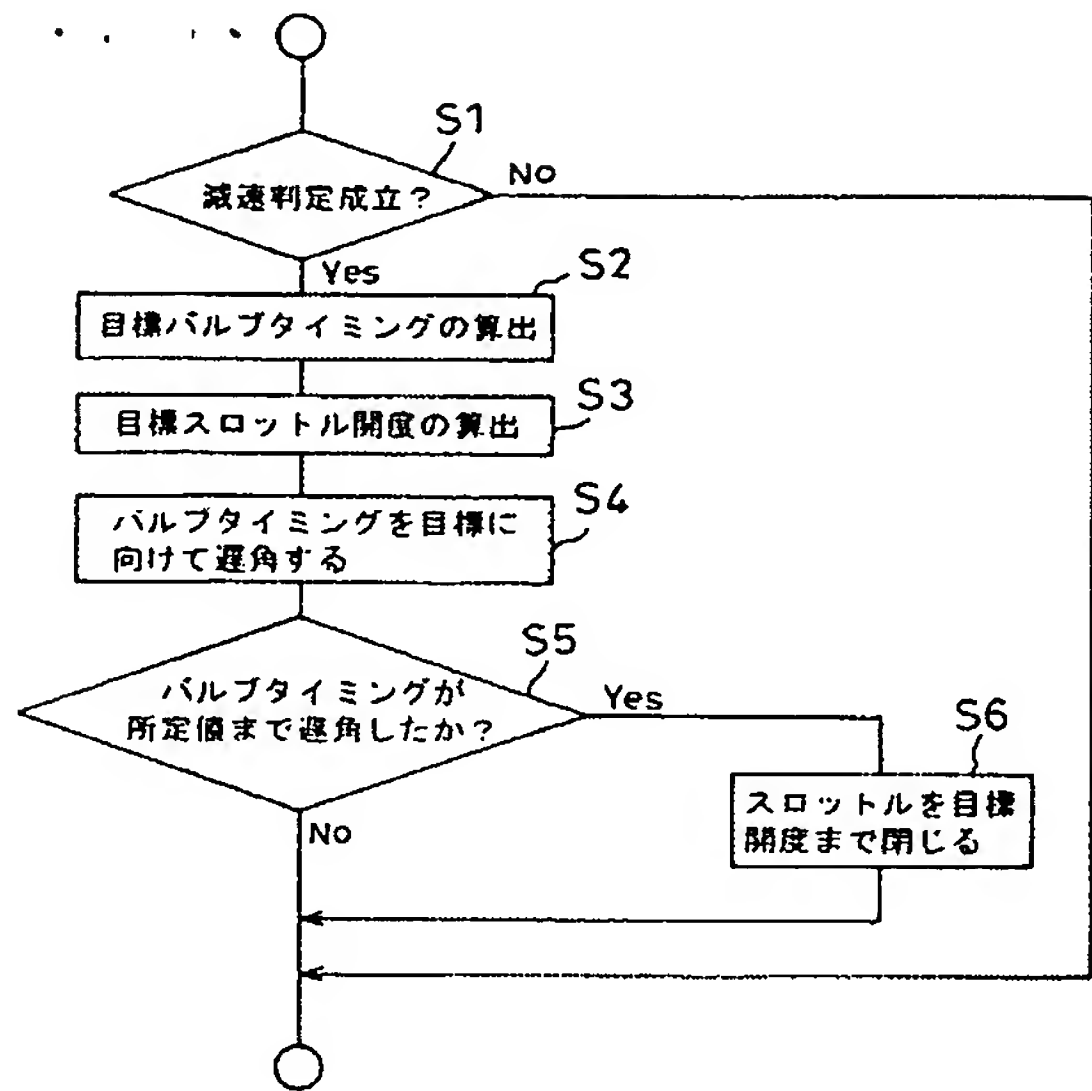
[Drawing 3]



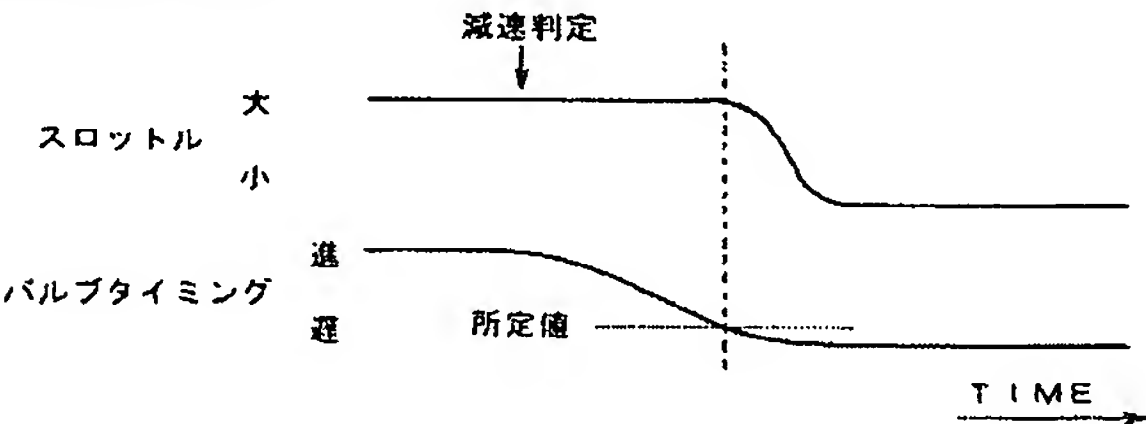
[Drawing 4]



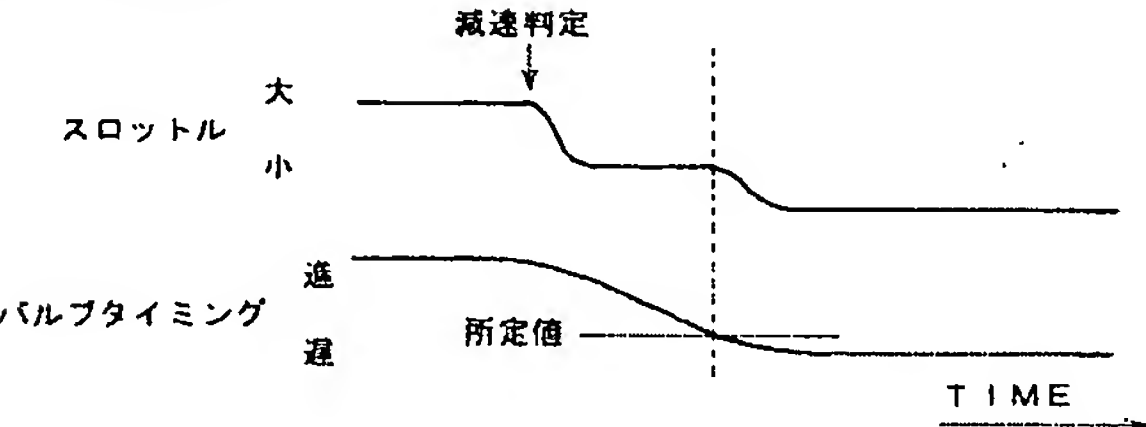
[Drawing 5]



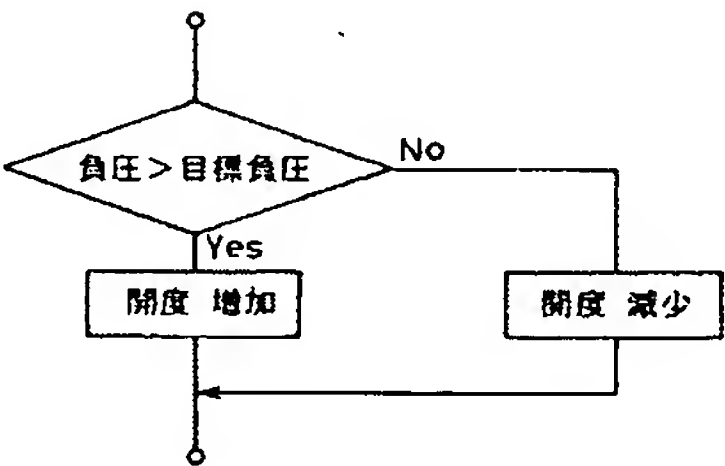
[Drawing 6]



[Drawing 7]



[Drawing 8]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-52677

(P2004-52677A)

(43) 公開日 平成16年2月19日 (2004. 2. 19)

(51) Int. Cl. 7		F I		テーマコード (参考)	
F 0 2 D	13/02	F 0 2 D	13/02	D	3 G 0 1 8
F 0 1 L	13/00	F 0 2 D	13/02	G	3 G 0 6 5
F 0 2 D	9/02	F 0 2 D	13/02	H	3 G 0 8 4
F 0 2 D	41/04	F 0 2 D	13/02	J	3 G 0 9 2
F 0 2 D	41/14	F 0 1 L	13/00	3 0 1 L	3 G 3 0 1
審査請求	未請求	請求項の数	6	OL	(全 1 2 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2002-211992 (P2002-211992)
(22) 出願日 平成14年7月22日 (2002. 7. 22)

(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72) 発明者 川村 克彦
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内
(74) 代理人 100062199
弁理士 志賀 富士弥
(74) 代理人 100096459
弁理士 橋本 剛
(74) 代理人 100086232
弁理士 小林 博通
(74) 代理人 100092613
弁理士 富岡 潔

最終頁に続く

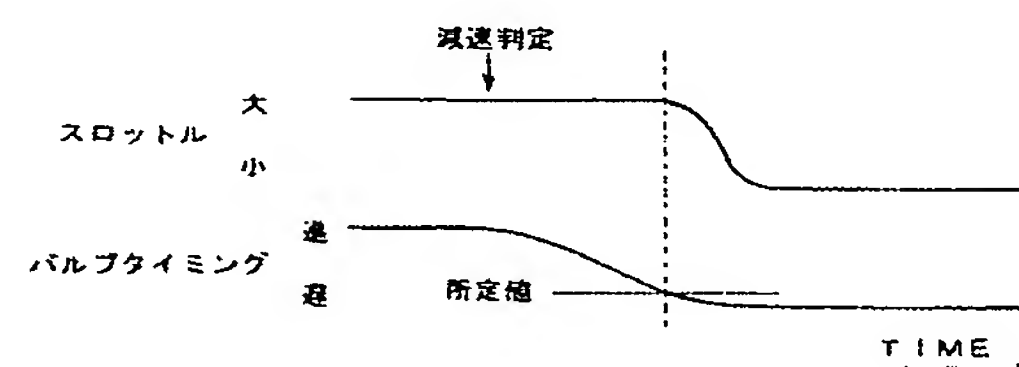
(54) 【発明の名称】 内燃機関の吸気制御装置

(57) 【要約】

【課題】 バルブ制御領域とスロットル制御領域との境界を横切る減速時のエンジンストール等を防止する。

【解決手段】 シリンダに流入する吸気量を制御可能な可変動弁機構と電子制御スロットル弁18とを具備し、低速低負荷側のスロットル制御領域では、バルブリフト特性を略一定として、スロットル弁18の開度によって吸気量を制御し、これより高速高負荷側となるバルブ制御領域では、スロットル弁18の開度を必要最小限の負圧に対応した略一定の開度に保持し、可変動弁機構によるバルブリフト特性の可変制御によって吸気量を制御する。減速時には、減速判定と同時にバルブリフト特性の制御を優先的に開始し、バルブタイミングが所定値まで遅角した段階でスロットル弁18を閉じる。これにより、過大なオーバーラップのままコレクタ16内の圧力が低下するようなことがない。

【選択図】 図6



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸気弁のバルブリフト特性を可変制御することにより内燃機関の吸気量を連続的に変化させることが可能な可変動弁機構と、
複数の気筒の吸気通路が接続するコレクタと、
このコレクタの上流に位置し、制御信号により開度が制御されるスロットル弁と、
を備えてなる内燃機関の吸気制御装置において、
低速低負荷側の所定のスロットル制御領域では上記スロットル弁の開度制御によって吸気量を制御し、かつこれよりも高速高負荷側のバルブ制御領域では、上記コレクタ内の圧力が所定の負圧となるように上記スロットル弁の開度を維持するとともに上記可変動弁機構によるバルブリフト特性の制御によって吸気量を制御する制御手段を備え、
この制御手段は、上記バルブ制御領域から上記スロットル制御領域へ移行した過渡時に、上記可変動弁機構によるバルブリフト特性の制御を、上記スロットル弁の制御よりも優先して行うことを特徴とする内燃機関の吸気制御装置。

10

【請求項 2】

上記スロットル制御領域と上記バルブ制御領域との境界において、上記バルブリフト特性の制御特性が不連続となっており、吸気弁開時期および吸気弁閉時期が、上記バルブ制御領域側に比べて上記スロットル制御領域で遅角していることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気制御装置。

【請求項 3】

上記スロットル制御領域と上記バルブ制御領域との境界において、上記スロットル弁の開度の制御特性が不連続となっており、上記バルブ制御領域での開度は上記スロットル制御領域での開度よりも十分に大きいことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の吸気制御装置。

20

【請求項 4】

上記バルブ制御領域から上記スロットル制御領域への減速判定時に、上記可変動弁機構により所定のバルブリフト特性に達したのちにスロットル弁の駆動を開始することを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気制御装置。

【請求項 5】

上記バルブ制御領域から上記スロットル制御領域への減速判定時に、バルブ制御領域でのスロットル弁開度とスロットル制御領域移行後の目標スロットル弁開度との間に設定される中間目標開度までスロットル弁を駆動し、上記可変動弁機構により所定のバルブリフト特性に達したのちに上記目標スロットル弁開度へ向けてスロットル弁を駆動することを特徴とする請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気制御装置。

30

【請求項 6】

上記可変動弁装置は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構と、吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構と、から構成されていることを特徴とする請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気制御装置。

【発明の詳細な説明】

40

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、内燃機関のシリンダ内に吸入される吸気量を制御する吸気制御装置に関し、特に、吸気弁のバルブリフト特性の可変制御といわゆる電子制御スロットル弁の開度制御とを組み合わせる吸気量の制御を達成するようにした内燃機関の吸気制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

ガソリン機関においては、一般に吸気通路中に設けたスロットル弁の開度制御によって吸気量を制御しているが、良く知られているように、この種の方式では、特にスロットル弁開度の小さな中低負荷時におけるポンピングロスが大きい、という問題がある。これに対

50

し、吸気弁の開閉時期（特に閉時期）やリフト量を変化させることで、スロットル弁に依存せずに吸気量を制御しようとする試みが以前からなされており、この技術を利用して、ディーゼル機関と同様に吸気系にスロットル弁を具備しないいわゆるスロットルレスの構成を実現することが提案されている。

【0003】

一方、機械的な機構を用いた可変動弁機構の場合には、過渡時の応答遅れが比較的大きいという問題があり、特開平6-213021号公報には、減速時の可変動弁機構の応答遅れによる過大なバルブオーバーラップの発生を回避するために、減速に入るであろう低車速時には、バルブタイミングをあまり進角させないように制限する技術が開示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

上記のようにいわゆるスロットルレスとして吸気弁のバルブリフト特性の可変制御により吸気量を制御する場合、アイドルを含む極低負荷の領域では、制御すべき吸気量が非常に少なくなることから、バルブリフト特性のみによる安定した吸気量制御は困難となる。また、完全なスロットルレスとして吸気系に負圧が発生しないと、例えば、ブローバイガスやエバポレータからのパージガスなどを吸気系に還流させる既存のシステムが利用できなくなったり、種々のアクチュエータなどの駆動源としても利用されている負圧が容易に得られない、といった新たな課題が派生する。

【0005】

そのため、いわゆる電子制御スロットル弁を設け、その開度制御と組み合わせることで、殆どの運転領域で実質的なスロットルレスの運転状態を実現することを本出願人は検討しているが、スロットル弁の開度制御に依存する低速低負荷側の領域と可変動弁機構のバルブリフト特性の制御に依存する領域とで、スロットル弁開度やバルブリフト特性の制御特性が不連続となると、運転条件が両者の境界を横切って変化する過渡時に、両者の制御が整合せずに、過渡的に燃焼が不安定になったりする不具合が生じる。

【0006】

上記特開平6-213021号公報の技術は、このように特性が不連続となる2つの制御の整合性に関するものではなく、また、バルブリフト特性の可変制御によって吸気量制御を行うものではない。しかも、この公報のように、低車速時にバルブタイミングの進角を制限するのでは、そもそも最適なバルブタイミングを得るという本来の目的に反し、特に、バルブタイミングによる吸気量制御は到底不可能である。

【0007】

【課題を解決するための手段】

本発明の内燃機関の吸気制御装置は、吸気弁のバルブリフト特性を可変制御することにより内燃機関の吸気量を連続的に変化させることが可能な可変動弁機構と、複数の気筒の吸気通路が接続するコレクタと、このコレクタの上流に位置し、制御信号により開度が制御されるいわゆる電子制御スロットル弁と、を備え、さらに、上記可変動弁機構および電子制御スロットル弁を用いて吸気量を制御する制御手段を備えている。

【0008】

上記制御手段は、低速低負荷側の所定のスロットル制御領域では上記スロットル弁の開度制御によって吸気量を制御し、かつこれよりも高速高負荷側のバルブ制御領域では、上記コレクタ内の圧力が所定の負圧となるように上記スロットル弁の開度を維持するとともに上記可変動弁機構によるバルブリフト特性の制御によって吸気量を制御する。

【0009】

すなわち、上記スロットル制御領域内では、可変動弁機構によるバルブリフト特性は、一定もしくは概ね一定に保持され、運転条件に応じた必要な吸気量の制御が、スロットル弁の開度制御によってなされる。換言すれば、運転条件に応じてスロットル弁開度が大小変化し、このスロットル弁開度によって吸気量ひいては機関のトルクが制御される。このようにスロットル弁を用いることで、極少量の吸気量を精度よく制御でき、特に、気筒間での吸気量のばらつきを回避できる。

10

20

30

40

50

【0010】

これに対し上記バルブ制御領域では、コレクタ内の圧力が所定の負圧となるようにスロットル弁開度が維持される。ここで、所定の負圧とは、一般に負圧源として必要最小限の負圧であり、例えば、 -50 mmHg 程度である。従って、スロットル弁開度は、全開に近いかなり大きな開度となる。そして、最終的な吸気量の制御は、可変動弁機構によってなされる。例えば、吸気弁の閉時期を下死点前に早めれば、それに応じてシリンダ内の吸気量が減少する。換言すれば、バルブ制御領域では、運転条件に応じてバルブリフト特性が変化し、このバルブリフト特性によって吸気量ひいては機関のトルクが制御される。このように、スロットル弁を具備していても、コレクタ内の圧力が大気圧に近い弱い負圧となるようにして、吸気弁のバルブリフト特性によって吸気量を制御することで、実質的にスロットルレス運転となり、ポンピングロスが大幅に低減する。また、コレクタ内に必要最小限の負圧が確保されることから、実用機関として必要なブローバイガスの還流などの負圧を利用した種々のシステムを、大幅な変更を要せずにそのまま適用することが可能である。

10

【0011】

一方、上記のように、スロットル制御領域とバルブ制御領域とで吸気量制御の方式を切り換えるようにすると、両者の境界において、バルブリフト特性の制御特性が不連続となる。一般には、吸気弁開時期および吸気弁閉時期が、上記バルブ制御領域側に比べて上記スロットル制御領域で遅角したものとなる。

【0012】

また、上記スロットル制御領域と上記バルブ制御領域との境界において、上記スロットル弁の開度の制御特性が不連続となり、上記バルブ制御領域での開度は上記スロットル制御領域での開度よりも十分に大きいものとなる。

20

【0013】

この結果、運転条件が上記の境界を横切って変化する過渡時に、バルブリフト特性とスロットル弁開度とが一時的に整合しない場合が生じうる。特に、減速に伴ってバルブ制御領域からスロットル制御領域へ移行したときに、例えばそれまで比較的進角していた吸気弁開時期および吸気弁閉時期が遅角しようとし、同時に、全開近くにあったスロットル弁が負荷に応じた開度に閉じようとするが、コレクタ内の圧力の低下（負圧の増加）に対し吸気弁開時期の変化が相対的に遅れると、過度のバルブオーバーラップとなって燃焼が悪化し、また吸気弁閉時期の変化が相対的に遅れると、吸気量が目標よりも少なくなつて、機関出力トルクが異常に低下してしまう。特に、可変動弁機構として機械的な機構を用いる場合には、一般に、可変動弁機構よりもスロットル弁の方が制御の応答性が高いので、この問題がより顕著となる。

30

【0014】

そこで、本発明では、上記の制御手段は、上記バルブ制御領域から上記スロットル制御領域へ移行した過渡時に、上記可変動弁機構によるバルブリフト特性の制御を、上記スロットル弁の制御よりも優先して行うようになっている。これにより、減速時の過大なバルブオーバーラップの発生や吸気量の異常低下が確実に回避される。

【0015】

【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気制御装置によれば、バルブ制御領域とスロットル制御領域とで吸気量制御の方式を切り換えることで、吸気量が極少ない領域での各気筒の吸気量の精度を確保しつつ広範な領域で実質的にスロットルレス運転を実現でき、しかも実用機関に望ましい吸気系の負圧を確保することが可能となる。そして、バルブ制御領域からスロットル制御領域へ移行する減速時に、バルブリフト特性の制御を優先することで、過大なバルブオーバーラップの発生や吸気量の異常低下を防止できる。

40

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

50

【0017】

図1は、この発明をV型6気筒のガソリン機関1に適用した実施例を示しており、左右バンクの吸気弁3側に、後述する可変動弁機構2がそれぞれ設けられている。排気弁4側の動弁機構は、排気カムシャフト5により排気弁4を駆動する直動型のものであり、そのバルブリフト特性は、常に一定である。

【0018】

左右バンクの排気マニホールド6は、触媒コンバータ7に接続され、かつこの触媒コンバータ7の上流位置に、排気空燃比を検出する空燃比センサ8が設けられている。左右バンクの排気通路9は、触媒コンバータ7の下流側で合流し、さらに下流に、第2の触媒コンバータ10および消音器11を備えている。

【0019】

各気筒の吸気ポートにはブランチ通路15が接続され、かつこの6本のブランチ通路15の上流端が、コレクタ16にそれぞれ接続されている。上記コレクタ16の一端には、吸気入口通路17が接続されており、この吸気入口通路17に、電子制御スロットル弁18が設けられている。この電子制御スロットル弁18は、電気モータからなるアクチュエータを備え、エンジンコントロールユニット19から与えられる制御信号によって、その開度が制御される。なお、スロットル弁18の実際の開度を検出する図示せぬセンサを一体に備えており、その検出信号に基づいて、スロットル弁開度が目標開度にクローズドループ制御される。また、スロットル弁18の上流に、吸入空気流量を検出するエアフロメータ25が配置され、さらに上流にエアクリーナ20が設けられている。

【0020】

また、機関回転速度およびクランク角位置を検出するために、クランクシャフトに対してクランク角センサ21が設けられており、さらに、運転者により操作されるアクセルペダル開度（踏込量）を検出するアクセル開度センサ22を備えている。これらの検出信号は、上記のエアフロメータ25や空燃比センサ8の検出信号とともに、エンジンコントロールユニット19に入力されている。エンジンコントロールユニット19では、これらの検出信号に基づいて、燃料噴射弁23の噴射量や噴射時期、点火プラグ24による点火時期、可変動弁機構2によるバルブリフト特性、スロットル弁18の開度、などを制御する。

【0021】

次に、図2に基づいて吸気弁3側の可変動弁機構2の構成を説明する。この可変動弁機構2は、吸気弁のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構51と、そのリフトの中心角の位相（図示せぬクランクシャフトに対する位相）を進角もしくは遅角させる位相可変機構71と、が組み合わされて構成されている。

【0022】

まず、リフト・作動角可変機構51を説明する。なお、このリフト・作動角可変機構1は、本出願人が先に提案したものであるが、例えば特開2002-89303号公報等によって公知となっているので、その概要のみを説明する。

【0023】

リフト・作動角可変機構51は、シリンダヘッドに摺動自在に設けられた上記の吸気弁3と、シリンダヘッド上部のカムブラケット（図示せず）に回転自在に支持された駆動軸52と、この駆動軸52に、圧入等により固定された偏心カム53と、上記駆動軸52の上方位置に同じカムブラケットによって回転自在に支持されるとともに駆動軸52と平行に配置された制御軸62と、この制御軸62の偏心カム部68に揺動自在に支持されたロッカアーム56と、各吸気弁3の上端部に配置されたタペット60に当接する揺動カム59と、を備えている。上記偏心カム53とロッカアーム56とはリンクアーム54によって関係されており、ロッカアーム56と揺動カム59とは、リンク部材58によって関係されている。

【0024】

上記駆動軸52は、後述するように、タイミングチェーンないしはタイミングベルトを介して機関のクランクシャフトによって駆動されるものである。

【0025】

上記偏心カム53は、円形外周面を有し、該外周面の中心が駆動軸52の軸心から所定量だけオフセットしているとともに、この外周面に、リンクアーム54の環状部が回転可能に嵌合している。

【0026】

上記ロッカアーム56は、略中央部が上記偏心カム部68によって揺動可能に支持されており、その一端部に、連結ピン55を介して上記リンクアーム54のアーム部が関係しているとともに、他端部に、連結ピン57を介して上記リンク部材58の上端部が関係している。上記偏心カム部68は、制御軸62の軸心から偏心しており、従って、制御軸62の角度位置に応じてロッカアーム56の揺動中心は変化する。

10

【0027】

上記揺動カム59は、駆動軸52の外周に嵌合して回転自在に支持されており、側方へ延びた端部に、連結ピン67を介して上記リンク部材58の下端部が関係している。この揺動カム59の下面には、駆動軸52と同心状の円弧をなす基円面と、該基円面から所定の曲線を描いて延びるカム面と、が連続して形成されており、これらの基円面ならびにカム面が、揺動カム59の揺動位置に応じてタペット60の上面に当接するようになっている。

【0028】

すなわち、上記基円面はベースサークル区間として、リフト量が0となる区間であり、揺動カム59が揺動してカム面がタペット60に接触すると、徐々にリフトしていくことになる。なお、ベースサークル区間とリフト区間との間には若干のランプ区間が設けられている。

20

【0029】

上記制御軸62は、図示するように、一端部に設けられたリフト・作動角制御用アクチュエータ63によって所定角度範囲内で回転するように構成されている。このリフト・作動角制御用アクチュエータ63は、例えばウォームギア65を介して制御軸62を駆動するサーボモータ等からなり、エンジンコントロールユニット19からの制御信号によって制御されている。なお、制御軸62の回転角度は、制御軸センサ64によって検出される。

【0030】

このリフト・作動角可変機構51の作用を説明すると、駆動軸52が回転すると、偏心カム53のカム作用によってリンクアーム54が上下動し、これに伴ってロッカアーム56が揺動する。このロッカアーム56の揺動は、リンク部材58を介して揺動カム59へ伝達され、該揺動カム59が揺動する。この揺動カム59のカム作用によって、タペット60が押圧され、吸気弁3がリフトする。

30

【0031】

ここで、リフト・作動角制御用アクチュエータ63を介して制御軸62の角度が変化すると、ロッカアーム56の初期位置が変化し、ひいては揺動カム59の初期揺動位置が変化する。

【0032】

例えば偏心カム部68が図の上方へ位置しているとする、ロッカアーム56は全体として上方へ位置し、揺動カム59の連結ピン67側の端部が相対的に上方へ引き上げられた状態となる。つまり、揺動カム59の初期位置は、そのカム面がタペット60から離れる方向に傾く。従って、駆動軸52の回転に伴って揺動カム59が揺動した際に、基円面が長くタペット60に接触し続け、カム面がタペット60に接触する期間は短い。従って、リフト量が全体として小さくなり、かつその開時期から閉時期までの角度範囲つまり作動角も縮小する。

40

【0033】

逆に、偏心カム部68が図の下方へ位置しているとする、ロッカアーム56は全体として下方へ位置し、揺動カム59の連結ピン67側の端部が相対的に下方へ押し下げられた状態となる。つまり、揺動カム59の初期位置は、そのカム面がタペット60に近づく方

50

向に傾く。従って、駆動軸 5 2 の回転に伴って揺動カム 5 9 が揺動した際に、タペット 6 0 と接触する部位が基円面からカム面へと直ちに移行する。従って、リフト量が全体として大きくなり、かつその作動角も拡大する。

【0034】

上記の偏心カム部 6 8 の初期位置は連続的に変化させ得るので、これに伴って、バルブリフト特性は、連続的に変化する。つまり、リフトならびに作動角を、両者同時に、連続的に拡大、縮小させることができる。各部のレイアウトによるが、例えば、リフト・作動角の大小変化に伴い、吸気弁 3 の開時期と閉時期とがほぼ対称に変化する。

【0035】

次に、位相可変機構 7 1 は、図 2 に示すように、上記駆動軸 5 2 の前端部に設けられたスプロケット 7 2 と、このスプロケット 7 2 と上記駆動軸 5 2 とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御用アクチュエータ 7 3 と、から構成されている。上記スプロケット 7 2 は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。上記位相制御用アクチュエータ 7 3 は、例えば油圧式、電磁式などの回転型アクチュエータからなり、エンジンコントロールユニット 1 9 からの制御信号によって制御されている。この位相制御用アクチュエータ 7 3 の作用によって、スプロケット 7 2 と駆動軸 5 2 とが相対的に回転し、バルブリフトにおけるリフト中心角が遅進する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が進角もしくは遅角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。この位相可変機構 7 1 の制御状態は、駆動軸 5 2 の回転位置に応答する駆動軸センサ 6 6 によって検出される。

【0036】

本実施例では、リフト・作動角可変機構 5 1 ならびに位相可変機構 7 1 は、各センサ 6 4 , 6 6 の検出に基づいてクローズドループ制御される。

【0037】

上記のような可変動弁機構 2 を吸気弁 3 側に備えた構成においては、基本的に、スロットル弁 1 8 に依存せずに、吸気弁 3 の可変制御によって吸気量を制御することが可能である。しかしながら、吸気量が極少量となる領域では、吸気弁 3 のリフトを非常に小さく制御する必要がある、その僅かなばらつきによって、各気筒の吸気量ひいては空燃比が大きく変化しやすい。そのため、本発明では、所定の低速低負荷側の領域では、吸気弁の可変制御による吸気量制御に代えて、スロットル弁 1 8 の開度による吸気量制御とするのである。また、実用機関では、ブローバイガスの還流等のために吸気系に若干の負圧が存在していることが好ましいので、吸気弁 3 の可変制御による吸気量制御を行う領域でも、スロットル弁 1 8 を僅かに閉じ、コレクタ 1 6 内に負圧を生成する。

【0038】

すなわち、図 3 に示すように、アイドルを含む所定の低速低負荷側の領域 A が、スロットル制御領域として設定され、残りの領域 B がバルブ制御領域として設定されている。上記スロットル制御領域内では、可変動弁機構 2 による吸気弁 3 のバルブリフト特性は、概ね一定に保持され、運転条件に応じた必要な吸気量の制御が、スロットル弁 1 8 の開度制御によってなされる。つまり、運転条件に応じてスロットル弁 1 8 の開度が大小変化し、このスロットル弁開度によって吸気量ひいては機関のトルクが制御される。このようにスロットル弁 1 8 を用いることで、極少量の吸気量を精度よく制御でき、特に、気筒間での吸気量のばらつきを回避できる。図 4 (a) は、スロットル制御領域内におけるバルブリフト特性の一例として、アイドル時（例えば図 3 の a 点）のバルブリフト特性を示している。この例では、アイドル時には、バルブオーバーラップを小さくすべく吸気弁開時期 (IV O) が上死点よりも僅かに遅く、かつ吸気弁閉時期 (IV C) は、下死点よりも進角した位置となる。このバルブリフト特性は、言うまでもなく、コレクタ 1 6 内がスロットル弁 1 8 の開度に応じた比較的強い負圧となっていることを前提としている。なお、スロットル制御領域内で、運転条件が異なれば、最適バルブオーバーラップ等が異なるので、バルブリフト特性は僅かに変化するが、これは、吸気量制御のためではない。

【0039】

一方、吸気流量が大となる上記バルブ制御領域では、コレクタ 16 内の圧力が所定の負圧つまり負圧源として必要最小限の負圧（例えば、 -50 mmHg ）となるように、スロットル弁 18 の開度が概ね一定に保持される。より具体的には、スロットル弁 18 の開度は、全開に近いかなり大きな開度となる。なお、より単純化するために、スロットル弁 18 を一定開度とすることも可能である。そして、最終的な吸気量の制御は、可変動弁機構 2 によってなされる。図 4 (b) は、一例として、このバルブ制御領域内でかつ低負荷域にある（例えば図 3 の b 点）ときのバルブリフト特性を示している。このバルブリフト特性は、コレクタ 16 内が大気圧に近い必要最小限の負圧となっていることを前提とするものであり、吸気量を制限するために、吸気弁閉時期（IVC）が、下死点よりも大きく進角した位置となる。また、吸気弁開時期（IVO）は、上死点よりも進角した位置となる。なお、このバルブ制御領域は、運転中に最も頻度の高い部分負荷域を含むように設定されている。このように、スロットル弁 18 の開度を十分に大きく保持することで、実質的にスロットルレス運転となり、ポンピングロスが大幅に低減する。また、コレクタ 16 内に必要最小限の負圧が確保されることから、実用機関として必要なブローバイガスの還流などの負圧を利用した種々のシステムを、大幅な変更を要せずにそのまま適用することが可能である。

【0040】

ここで、上記のように吸気量制御がなされることから、スロットル制御領域とバルブ制御領域との境界においては、スロットル弁 18 の開度の制御特性が不連続、つまりステップ的に変化するものとなり、境界を挟んで隣接する 2 点で比較すると、バルブ制御領域での開度はスロットル制御領域での開度よりも十分に大きいものとなる。

【0041】

同様に、バルブリフト特性の制御特性についても、上記スロットル制御領域と上記バルブ制御領域との境界において、ステップ的に変化する不連続なものとなる。なお、バルブ制御領域内では、バルブリフト特性は、運転条件つまり機関回転速度や負荷に応じて連続的に変化する。

【0042】

従って、運転条件が上記の境界を横切ってバルブ制御領域からスロットル制御領域へ移行する減速時（図 3 の矢印参照）に、スロットル弁 18 の開度とバルブリフト特性とが整合せず、エンジンストールが生じたりする虞があるが、本発明では、バルブ制御領域からスロットル制御領域へ移行する減速時に、バルブリフト特性の制御を優先して行い、このバルブリフト特性が目標近くまで十分に变化した段階で、スロットル弁 18 の開度を目標値へと駆動する。

【0043】

図 5 は、この減速時の処理を示すフローチャートであり、まずステップ 1 で、所定の減速条件であるか否かの判定を行う。例えば、アクセルペダル開度および機関回転速度によって、上記の境界を横切ったと判定した場合、あるいは、アクセルペダル開度が全閉となった場合、あるいは、アクセルペダル開度の負側への変化速度が所定レベル以上である場合、などに所定の減速と判定する。そして、ステップ 2 では、目標バルブタイミングつまりバルブリフト特性の目標値を求める。同様に、ステップ 3 で、目標スロットル弁開度を求める。そして、ステップ 4 で、バルブリフト特性を、その目標値へ向けて制御する。つまり、リフト・作動角制御用アクチュエータ 63 および位相制御用アクチュエータ 73 を駆動する。この減速では、例えば、図 4 (b) の特性から図 4 (a) の特性へと変化するよう、主に、リフト中心角の位相が遅角する。なお、減速の態様によっては、リフト・作動角が同時に多少増減変化する。ステップ 5 では、バルブリフト特性が所定値まで遅角したかを判定し、所定値まで遅角した段階でステップ 6 へ進んで、スロットル弁 18 の開度の制御を開始する。つまり、スロットル弁 18 のアクチュエータを目標開度まで駆動する。ここで、上記所定値は、一般に、目標バルブリフト特性の位相よりも僅かに進角側に設定されるが、目標バルブリフト特性そのものであってもよい。

【0044】

これにより、図6に示すように、スロットル弁18の開度およびバルブタイミング（I V OもしくはI V C）が変化する。つまり、減速判定に伴ってバルブタイミングが遅角側へ変換し始め、これが所定値に達した時点で、スロットル弁18が閉じ始める。スロットル弁18の制御の応答性は、可変動弁機構2に比べて高いので、図示するように、速やかにスロットル弁18開度が低下する。従って、スロットル弁18によりコレクタ16内の圧力がバルブ制御領域に対応した十分に強い負圧となった時点では、バルブリフト特性がこのバルブ制御領域に対応した特性となっており、過大なオーバーラップによる燃焼悪化や吸気量の異常低下を確実に回避できる。

【0045】

次に、図7は、この発明の第2の実施例を示している。この実施例では、前述したように減速判定がなされたときに、可変動弁機構2を目標値へ向けて優先的に駆動するが、これと同時に、スロットル弁18の開度を、中間目標開度まで閉じるようにしている。この中間目標開度は、減速直前のバルブ制御領域でのスロットル弁18の開度とスロットル制御領域移行後の目標スロットル弁開度との間に設定される。これは、例えば、単純に両者の中央の開度することもできるが、より望ましくは、必要な負圧が得られるように機関回転速度に応じて所定のテーブルから求めるようにする。あるいは、図8に示すフローチャートのよう、コレクタ16内の負圧をセンサにより検出あるいは推定して、目標の負圧となるようにスロットル弁18の開度をフィードバック制御してもよい。そして、前述した実施例と同じく、バルブリフト特性（バルブタイミング）が所定値まで遅角した段階で、最終的な目標スロットル弁開度へ向けてスロットル弁18の開度が制御される。

【0046】

このように、減速判定と同時に中間開度までスロットル弁18を閉じることで、ポンピングロスによる適度な減速感が直ちに得られるとともに、コレクタ16内の負圧を利用する負圧補助式ブレーキを減速初期から確実に作動させることが可能となる。

【0047】

なお、この発明は、バルブ制御領域からスロットル制御領域へ移行する減速時のみならず、スロットル制御領域からバルブ制御領域へ移行する加速時にも適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の一実施例を示す構成説明図。

【図2】可変動弁機構の構成を示す斜視図。

【図3】スロットル制御領域とバルブ制御領域とを示す特性図。

【図4】スロットル制御領域におけるバルブリフト特性の一例（a）とバルブ制御領域におけるバルブリフト特性の一例（b）を示す特性図。

【図5】減速時の処理の流れを示すフローチャート。

【図6】減速時のスロットル弁18の開度の変化とバルブタイミングの変化を示すタイムチャート。

【図7】異なる実施例を示す図6と同様のタイムチャート。

【図8】スロットル弁18の開度を中間開度にフィードバック制御する例のフローチャート。

【符号の説明】

2…可変動弁機構

18…スロットル弁

19…エンジンコントロールユニット

51…リフト・作動角可変機構

71…位相可変機構

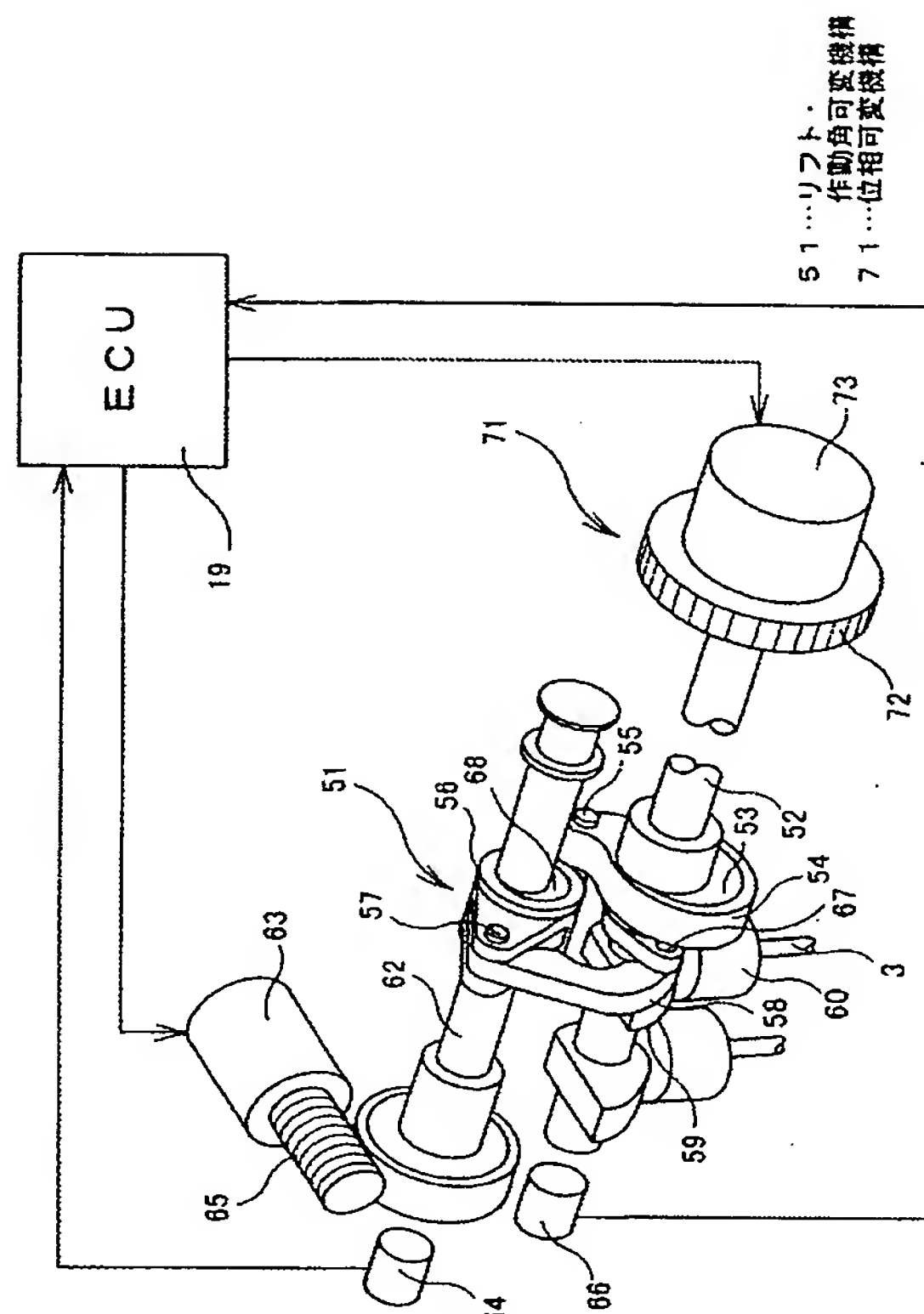
10

20

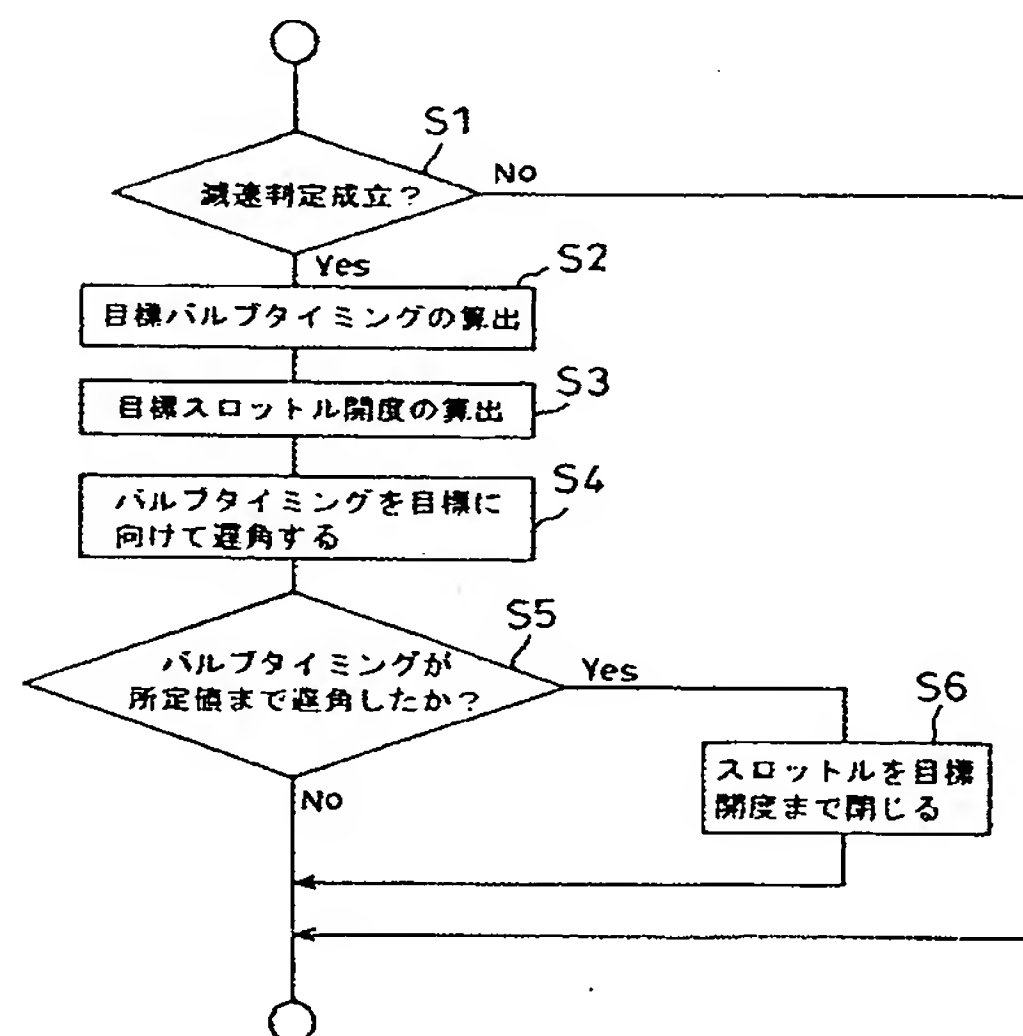
30

40

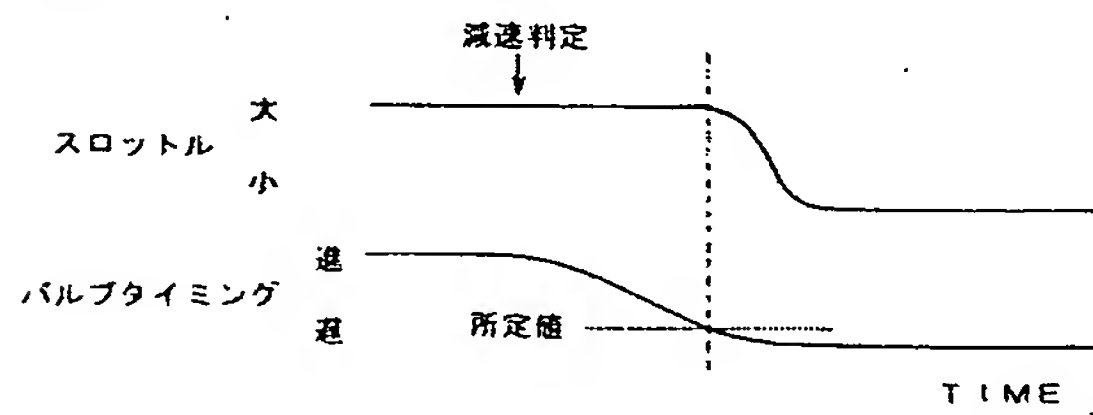
【图 2】



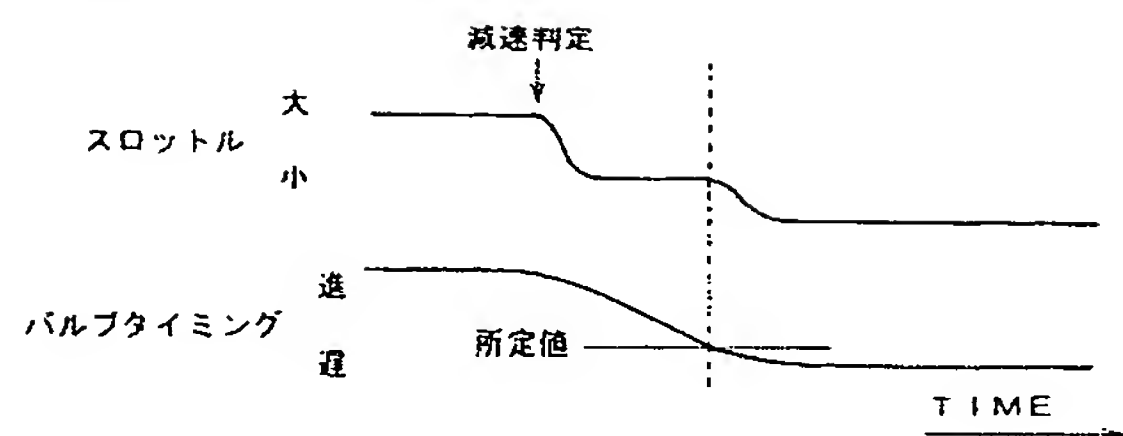
【図 5】



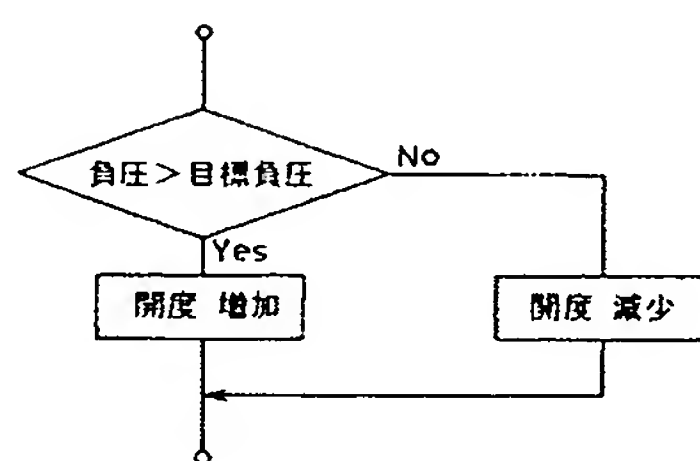
【图 6】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7

F 0 2 D 45/00

F I

F 0 2 D 9/02 3 2 1 Z

F 0 2 D 41/04 3 1 0 C

F 0 2 D 41/14 3 2 0 C

F 0 2 D 45/00 3 6 2 H

F 0 2 D 45/00 3 6 4 Z

F 0 2 D 45/00 3 6 8 F

テーマコード (参考)

(72) 発明者 江頭 猛

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内

F ターム (参考) 3G018 AA05 AB04 AB07 AB16 BA02 BA12 BA18 CA13 DA08 DA11

EA09 FA01 FA06

3G065 AA04 CA11 DA05 EA07 FA12 KA03 KA24 KA33

3G084 BA05 BA23 DA11 EB12 FA10 FA29 FA33

3G092 AA11 AA13 AB02 BA04 DA04 DC03 EA11 EC01 FA04 GA05

GA06 HD05Z HF08Z

3G301 HA01 HA06 HA19 JA04 KA08 KA09 LA01 LA04 LA07 ND02

PA11A PA17Z PE01Z PF03Z

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 1 0 - 1 1 5 2 3 4

(43) 公開日 平成10年 (1998) 5月6日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	F I
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02 J
F 0 1 L 13/00	3 0 1	F 0 1 L 13/00 3 0 1 Y
F 0 2 D 41/04	3 2 0	F 0 2 D 41/04 3 2 0
41/12	3 2 0	41/12 3 2 0
	3 3 0	3 3 0 J
審査請求	未請求	請求項の数 3
		OL
		(全 1 3 頁)

(21) 出願番号 特願平8-269986

(22) 出願日 平成8年 (1996) 10月11日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 土生 信男

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

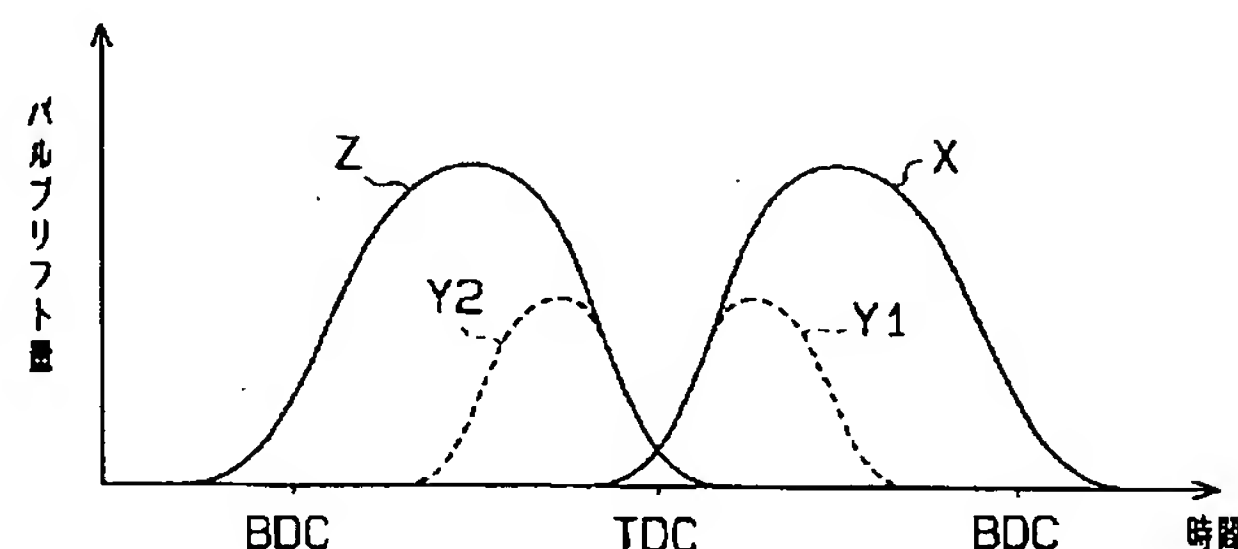
(74) 代理人 弁理士 恩田 博宣

(54) 【発明の名称】 内燃機関のバルブタイミング制御装置

(57) 【要約】

【課題】 フューエルカット時のエンジンプレーキの働きを向上させることができ、且つフューエルカット時の触媒の劣化を低減させることのできる内燃機関のバルブタイミング制御装置を提供する。

【解決手段】 エンジンには、吸気カムシャフトを進角又は遅角させて吸気バルブの開弁時期を変更するバルブタイミング調整機構と、吸気バルブを開閉駆動するカムの切り換えを行って同バルブのリフト量を変更するバルブリフト量調整機構とが設けられる。そして、フューエルカット時には、バルブリフト量調整機構が制御されて破線 Y 1 で示すように吸気バルブの開弁時間が短くされ、且つバルブタイミング調整機構が制御されて破線 Y 2 で示すように吸気バルブの開弁時期が早められる。その結果、吸気行程中において吸気バルブが開いている時間が短くなり、燃焼室へ吸入される空気の量が少なくなる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】内燃機関に設けられた吸気バルブの開弁時期を調整する開弁時期可変手段を備えた内燃機関のバルブタイミング制御装置において、
前記内燃機関への燃料供給がカットされたことを検出する燃料カット検出手段と、
前記燃料カット検出手段が燃料カットを検出したとき、前記吸気バルブの開弁時期を早めるように前記開弁時期可変手段を進角制御する制御手段と、
を備えた内燃機関のバルブタイミング制御装置。

【請求項 2】内燃機関に設けられた吸気バルブの開弁時期を調整する開弁時期可変手段を備えた内燃機関のバルブタイミング制御装置において、
前記吸気バルブを開閉駆動するために設けられた第 1 のカムと、
前記吸気バルブを開閉駆動するために設けられ、その吸気バルブを開閉駆動したときの開弁時間が、前記第 1 のカムで前記吸気バルブを開閉駆動したときの開弁時間よりも長い第 2 のカムと、
前記内燃機関の運転状態に応じて前記第 1 及び第 2 のカムの切り換えを行うカム切換手段と、
前記内燃機関への燃料供給がカットされたことを検出する燃料カット検出手段と、
前記燃料カット検出手段が燃料カットを検出したとき、前記吸気バルブを開閉駆動するカムが前記第 1 のカムに切り換えられていることを条件に、前記吸気バルブの開弁時期を早めるように前記開弁時期可変手段を進角制御する制御手段と、
を備えた内燃機関のバルブタイミング制御装置。

【請求項 3】前記制御手段は、前記燃料カット検出手段が燃料カットを検出したとき、前記吸気バルブの全開弁期間が前記内燃機関に設けられた排気バルブの開弁期間に重なるよう前記開弁時期可変手段を進角制御するものである請求項 2 記載の内燃機関のバルブタイミング制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関のバルブタイミング制御装置に関し、特に内燃機関に設けられた吸気バルブの開弁時期を調節する上で有効なバルブタイミング制御構造の具現に関するものである。

【0002】

【従来の技術】一般に、車載用エンジン等の内燃機関は、そのシリンダブロック内にピストンが往復移動可能に設けられ、ピストンはコンロッドを介して内燃機関のクランクシャフトに連結されている。そして、ピストンの往復移動は、コンロッドによりクランクシャフトの回転へと変換されるようになっている。

【0003】一方、シリンダブロックにはシリンダヘッド

の間には燃焼室が設けられている。シリンダヘッドには燃焼室と連通する吸気通路及び排気通路が設けられている。この吸気通路には同通路を流れる空気の量を制御するスロットルバルブと、吸気通路から燃焼室内へ向かって燃料を噴射する燃料噴射弁とが設けられている。又、排気通路には排気ガスを浄化するための触媒を備えた触媒コンバータが接続されている。更に、シリンダヘッドには、燃焼室内の混合ガスに点火するための点火プラグが設けられている。

10 【0004】ここで、吸気通路と燃焼室とは吸気バルブの開閉により連通・遮断され、排気通路と燃焼室とは排気バルブの開閉により連通・遮断されるようになっている。それら吸気バルブ及び排気バルブを開閉させるためのカムを備えたカムシャフトは、シリンダヘッドに回転可能に支持されている。この吸気カムシャフト及び排気カムシャフトは、タイミングベルト等を介して前記クランクシャフトに連結されている。

20 【0005】そして、内燃機関の吸気行程においては、吸気バルブが開くとともに排気バルブが閉じられ、ピストンの移動により、燃料噴射弁から噴射される燃料と吸気通路を流れる空気とからなる混合ガスが同吸気通路を通過して燃焼室へ吸入される。その後、圧縮行程において吸気バルブと排気バルブとの両方が閉じられ、ピストンの移動により燃焼室内の混合ガスが圧縮される。圧縮された混合ガスは点火プラグにより点火されて爆発し、その爆発力によりピストンが前記と逆方向に移動して内燃機関は爆発行程に移る。その後、内燃機関の排気行程において、吸気バルブが閉じるとともに排気バルブが開き、ピストンの移動により燃焼室内の排気ガスが排気通路及び触媒を介して外部へ排出される。

30 【0006】ところで、このように構成された内燃機関においては、例えば特許開平 5 - 5 4 3 0 号公報に記載のバルブタイミング調節装置を用いることで、吸気バルブ及び排気バルブの開弁時期や開弁時間等の開閉特性を変更することができ、ひいては内燃機関における出力の向上やエミッションの低減等を図ることができるようになる。

40 【0007】このバルブタイミング調節装置には、吸気弁遅角制御装置とカム切換機構とが設けられている。吸気弁遅角制御装置は、内燃機関の低負荷時に吸気カムシャフトを遅角させて吸気バルブの開弁時期を遅らせ、内燃機関の負荷が増大するに従い吸気カムシャフトを進角させて吸気バルブの開弁時期を徐々に早くする。又、カム切換機構は、カムシャフトに設けられた高回転用のカムと低回転用のカムとの内のいずれかで吸気バルブを開閉駆動するようにカムの切り換えを行い、そのカムの切り換えにより吸気バルブの開弁時間及びバルブリフト量を変更する。

【0008】即ち、カム切換機構は、内燃機関が所定回

駆動するようにカムの切り換えを行い、吸気バルブの開弁時間を短くするとともにバルブリフト量を大きくする。又、カム切換機構は、内燃機関が所定回転数以下のときには低回転用のカムが吸気バルブを開閉駆動するようにカムの切り換えを行い、吸気バルブの開弁時間を長くするとともにバルブリフト量を小さくするようになっている。

【0009】更に、内燃機関においては、エミッションをより一層低減させたり燃料を節約したりするために、例えばスロットルバルブ全閉で減速している場合に燃料噴射弁から燃料が噴射されないように燃料カットする、いわゆるフューエルカットが一般的に行われている。

【0010】従って、このような内燃機関では、吸気バルブにおける開閉特性の変更により出力の向上やエミッションの低減が図られ、しかもフューエルカットによりエミッションの低減を一層確実に行うとともに燃費を向上させることができるようになっている。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記内燃機関におけるフューエルカット時には、吸気行程の際に燃焼室へ空気のみが吸入され、その後燃焼室内の空気は排気行程の際に排気通路及び触媒を介して外部へ排出される。その結果、触媒を通過する空気に含まれる酸素により触媒の劣化が促進されることになる。こうして触媒が劣化した場合には、フューエルカットが解除されている内燃機関の通常運転時において、HC、CO、NO_x等の排出が増加するなど、エミッションの悪化を招くこととなる。

【0012】又、フューエルカット時において、吸気行程の際には吸気バルブが開いているため、いわゆるエンジンブレーキの効きも悪くなっている。本発明はこのような実情に鑑みてなされたものであって、その目的は、燃料カット時のエンジンブレーキの働きを向上させることができ、且つ燃料カット時の触媒の劣化を低減させることのできる内燃機関のバルブタイミング制御装置を提供することにある。

【0013】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成させるため、請求項1記載の発明では、特に、内燃機関への燃料供給がカットされたことを検出する燃料カット検出手段と、前記燃料カット検出手段が燃料カットを検出したとき、吸気バルブの開弁時期を早めるように開弁時期可変手段を進角制御する制御手段とを備えた。

【0014】同構成によれば、内燃機関への燃料供給がカットされると、吸気バルブの開弁時期が早められるため、吸気行程中において吸気バルブが開いている時間が短くなる。従って、燃料カット時における吸気行程において、燃焼室へ空気を吸入させにくくして、エンジン

気行程の際に触媒へ送られる空気の量が少なくなるため、触媒の劣化を低減させることができるようになる。

【0015】請求項2記載の発明では、特に、吸気バルブを開閉駆動するために設けられた第1のカムと、前記吸気バルブを開閉駆動するために設けられ、その吸気バルブを開閉駆動したときの開弁時間が、前記第1のカムで前記吸気バルブを開閉駆動したときの開弁時間よりも長い第2のカムと、内燃機関の運転状態に応じて前記第1及び第2のカムの切り換えを行うカム切換手段と、前記内燃機関への燃料供給がカットされたことを検出する燃料カット検出手段と、前記燃料カット検出手段が燃料カットを検出したとき、前記吸気バルブを開閉駆動するカムが前記第1のカムに切り換えられていることを条件に、前記カム切換手段を制御するとともに、前記吸気バルブの開弁時期を早めるように開弁時期可変手段を進角制御する制御手段とを備えた。

【0016】同構成によれば、燃料カット時には、第1のカムにより吸気バルブが開閉駆動され、その吸気バルブの開弁時間が短くされた状態で開弁時期が早められる。従って、吸気行程において吸気バルブが開いている時間を、より一層短くすることができるようになる。

【0017】請求項3記載の発明では、前記制御手段は、前記燃料カット検出手段が燃料カットを検出したとき、前記吸気バルブの全開弁期間が前記内燃機関に設けられた排気バルブの開弁期間に重なるよう前記開弁時期可変手段を進角制御するものとした。

【0018】同構成によれば、燃料カット時には、吸気バルブの全開弁期間が排気バルブの開弁期間と重なるため、吸気行程中において吸気バルブが開いている時間が最も短くなる。その結果、触媒へ流れる空気の量が最小限に抑えられるため、その空気に含まれた酸素による触媒の劣化等がより確実に防止される。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、本発明を自動車のエンジンに具体化した一実施形態を図1～図19に従って説明する。

【0020】図1及び図2に示すように、エンジン11において、その下部にはスプロケット12aが取り付けられたクランクシャフト12が回転可能に設けられ、又、その上側にはシリンダブロック13が設けられている。シリンダブロック13の上面にはシリンダヘッド14が取り付けられ、シリンダヘッド14には平行に延びる吸気カムシャフト15及び排気カムシャフト16が回転可能に支持されている。吸気カムシャフト15の端部にはスプロケット17aを備えたバルブタイミング調整機構17が取り付けられ、排気カムシャフト16の端部にはスプロケット16aが取り付けられている。そして、スプロケット16a、17aは、タイミングチェーン18を介してクランクシャフト12のフプロケット

は低リフト吸気カム 19 と高リフト吸気カム 20 とを備えたバルブリフト量調整機構 21 が複数設けられ、排気カムシャフト 16 には複数の排気カム 22 が固定されている。

【0021】一方、図 3 に示すように、シリンダブロック 13 内にはピストン 23 が往復移動可能に設けられ、ピストン 23 はコンロッド 24 を介してクランクシャフト 12 に連結されている。ピストン 23 の往復移動は、このコンロッド 24 によりクランクシャフト 12 の回転へと変換されるようになっている。又、ピストン 23 の頭部とシリンダヘッド 14 との間には燃焼室 25 が設けられ、シリンダヘッド 14 には燃焼室 25 と連通する吸気ポート 26 及び排気ポート 27 が設けられている。吸気ポート 26 及び排気ポート 27 には、それぞれ吸気バルブ 28 及び排気バルブ 29 が設けられている。

【0022】そして、吸気バルブ 28 の開閉により吸気ポート 26 と燃焼室 25 とが連通・遮断され、排気バルブ 29 の開閉により排気ポート 27 と燃焼室 25 とが連通・遮断される。この吸気バルブ 28 の開閉駆動は前記吸気カムシャフト 15 の低リフト吸気カム 19 又は高リフト吸気カム 20 によって行われ、排気バルブ 29 の開閉駆動は前記排気カムシャフト 16 の排気カム 22 によって行われるようになっている。

【0023】吸気ポート 26 及び排気ポート 27 には、それぞれインテークマニホールド 30 及びエグゾーストマニホールド 31 が接続されている。このインテークマニホールド 30 内及び吸気ポート 26 内は吸気通路 32 となっており、エグゾーストマニホールド 31 内及び排気ポート 27 内は排気通路 33 となっている。

【0024】インテークマニホールド 30 において、その上流側の端部にはフィルタ 34a を備えたエアクリーナ 34 が設けられ、該エアクリーナ 34 よりも下流側にはスロットルバルブ 35 が設けられている。スロットルバルブ 35 の開度は自動車のアクセルを操作することにより調節され、このスロットルバルブ 35 の開度調節により燃焼室 25 内へ吸入される空気の量が調節されるようになっている。

【0025】又、インテークマニホールド 30 には、スロットルバルブ 35 の開度を検出するためのスロットルセンサ 36 と、スロットルバルブ 35 よりも下流側に位置する吸気通路 32 内の圧力を検出するための吸気圧センサ 37 とが設けられている。更に、インテークマニホールド 30 における燃焼室 25 側の端部には、燃焼室 25 内へ向かって燃料を噴射するための燃料噴射弁 38 が設けられている。この燃料噴射弁 38 は、空気が吸気通路 32 を通って燃焼室 25 へ吸入されるとき、燃焼室 25 へ向けて燃料を噴射し、燃料及び空気からなる混合ガスを形成するようになっている。

【0026】又、シリンダヘッド 14 には、燃焼室 25

a が設けられている。この点火プラグ 39a は、エンジン 11 に設けられたディストリビュータ 39 に接続されている。ディストリビュータ 39 には、エンジン 11 の回転に連動して回転する図示しないロータと、ロータの回転からエンジン 11 の回転数を検出する回転数センサ 40 とが設けられている。

【0027】このように構成されたエンジン 11 において、燃焼室 25 内に吸入された混合ガスに対して点火プラグ 39a により点火が行われると、混合ガスは爆発して排気ガスになり排気通路 33 へ送り出される。排気通路 33 内の排気ガスは、エグゾーストマニホールド 31 における燃焼室 25 の下流側に接続された触媒コンバータ 41 を介して、外部へ排出されるようになっている。この触媒コンバータ 41 には、排気ガスを浄化するための触媒 41a が内蔵されている。

【0028】次に、前記バルブタイミング調整機構 17 の具体的構成を説明する。図 4 に示すように、吸気カムシャフト 15 のジャーナル 15a が貫通するスリーブ 71 は、シリンダヘッド 14 の軸受部 14a とカムキャップ 72 とにより回転可能に支持されている。又、吸気カムシャフト 15 はスリーブ 71 に対して回転可能となっている。スリーブ 71 の先端側（図 4 中の左側）には、吸気カムシャフト 15 の径方向に突出するフランジ 71a が設けられている。このフランジ 71a の先端面には、前述したスプロケット 17a 及びカバー板 73 が、吸気カムシャフト 15 の軸線方向へ順次重ねられている。

【0029】一方、吸気カムシャフト 15 の先端には、回転部材 74 がボルト 75 及びピン 76 により固定され、回転部材 74 は吸気カムシャフト 15 と一体回転するようになっている。その回転部材 74、吸気カムシャフト 15、スリーブ 71 及びシリンダヘッド 14 の軸受部 14a には、進角制御油路 51 及び遅角制御油路 52 が図示の如く形成されている。

【0030】又、前記カバー板 73 の先端面には、回転部材 74 を覆うように設けられたハウジング 77 が当接している。そして、ハウジング 77、カバー板 73、スプロケット 17a 及びスリーブ 71 は、ボルト 78 及びピン 79 により一体回転可能に連結されている。

【0031】ここで、同バルブタイミング調整機構 17 におけるこれら回転部材 74 及びハウジング 77 の詳細構造について説明する。図 5 及び図 6 に示すように、ハウジング 77 の内周面には、三つの溝部 80 がハウジング 77 の周方向に等間隔に形成されている。又、回転部材 74 の外周面には、その回転部材 74 の径方向へ突出する三つのペーン 81 が、同回転部材 74 の周方向にこれも等間隔に設けられている。この各ペーン 81 はハウジング 77 の各溝部 80 にそれぞれ挿入され、それら溝部 80 内において各ペーン 81 の周方向両側には進角側

れている。そして、これら進角側油圧室 8 2 及び遅角側油圧室 8 3 には、それぞれ前記進角制御油路 5 1 及び遅角制御油路 5 2 が連通されている。

【0032】従って、こうしたバルブタイミング調整機構 1 7 にあって、進角制御油路 5 1 から進角側油圧室 8 2 へオイルが供給されるとともに、遅角側油圧室 8 3 から遅角制御油路 5 2 を介してオイルが排出されると、各ベーン 8 1 の図 6 に矢指する態様での移動に基づき上記回転部材 7 4 が同図 6 中右方向に回転し、スプロケット 1 7 a に対する吸気カムシャフト 1 5 の相対回転位相が変更される。因みに同バルブタイミング調整機構 1 7 にあっては、前記タイミングチェーン 1 8 を介して伝達されるクランクシャフト 1 2 の回転に基づき、スプロケット 1 7 a (ハウジング 7 7) 及び吸気カムシャフト 1 5 は共に、図 5、図 6 において右方向に回転する。従って、この場合、吸気カムシャフト 1 5 はクランクシャフト 1 2 に対して進角することとなり、吸気バルブ 2 8 の開弁時期が早められるようになる。

【0033】又、遅角制御油路 5 2 から遅角側油圧室 8 3 へオイルが供給されるとともに、進角側油圧室 8 2 から進角側制御油路 5 1 を介してオイルが排出されると、各ベーン 8 1 の図 5 に矢指する態様での移動に基づき上記回転部材 7 4 が同図 5 中左方向に回転し、スプロケット 1 7 a に対する吸気カムシャフト 1 5 の相対回転位相が上記と逆方向に変更される。同バルブタイミング調整機構 1 7 にあっては、この場合、吸気カムシャフト 1 5 はクランクシャフト 1 2 に対して遅角することとなり、吸気バルブ 2 8 の開弁時期が遅らされるようになる。

【0034】尚、こうした吸気バルブ 2 8 の開閉時期特性の変更は通常、・エンジン 1 1 のアイドル時に、エンジン回転数の安定化を図るため、バルブオーバーラップが少なくなるように吸気バルブ 2 8 の開弁時期を早める。

【0035】・エンジン 1 1 が低回転高負荷状態のときに、出力トルクを向上させるために、吸気バルブ 2 8 の閉弁を早める。・エンジン 1 1 が高回転状態のときに、吸気効率を向上させるために、吸気バルブ 2 8 の閉弁を遅くする。等々のかたちで実施される。

【0036】次に、前記バルブリフト量調整機構 2 1 の具体的構成を説明する。図 7 に示すように、吸気カムシャフト 1 5 には、前記低リフト吸気カム 1 9 及び高リフト吸気カム 2 0 が取り付けられている。低リフト吸気カム 1 9 は高リフト吸気カム 2 0 を挟むかたちで対に設けられている。この両吸気カム 1 9、2 0 に対応する位置には、前記吸気バルブ 2 8 が設けられている。又、両吸気カム 1 9、2 0 には貫通孔 1 9 a、2 0 a が設けられ、それら貫通孔 1 9 a、2 0 a を吸気カムシャフト 1 5 が貫通している。そして、低リフト吸気カム 1 9 に設けられた貫通孔 1 9 a の内周面は吸気カムシャフト 1 5

0 a は吸気カムシャフト 1 5 よりも大径に形成されている。

【0037】吸気カムシャフト 1 5 の軸線上には、その軸線に沿って延びる油圧通路 8 4 が形成されている。油圧通路 8 4 内には一対の受圧部材 8 5 が、吸気カムシャフト 1 5 の軸線方向へ略 S 字状に蛇行して延びるように設けられている。又、吸気カムシャフト 1 5 には、一対の孔 8 6 が同吸気カムシャフト 1 5 の径方向へ延びるように設けられている。この孔 8 6 には高リフト吸気カム 2 0 に設けられた貫通孔 2 0 a の内周面から対向するように突出する一対のピン 8 7 が貫通し、それらピン 8 7 は前記受圧部材 8 5 に接触している。一方、一対の受圧部材 8 5 と油圧通路 8 4 の両端部との間にはそれぞれコイルスプリング 8 8 が設けられ、油圧通路 8 4 において一対の受圧部材 8 5 の間に位置する部分には給排通路 5 6 が連通されている。

【0038】従って、こうしたバルブリフト量調整機構 2 1 にあって、給排通路 5 6 から油圧通路 8 4 へオイルが供給されると、油圧通路 8 4 内の油圧が上昇して一対の受圧部材 8 5 がコイルスプリング 8 8 の付勢力に抗して互いに離間する方向に移動する。この移動により受圧部材 8 5 が一対のピン 8 7 を介して高リフト吸気カム 2 0 を押し、その高リフト吸気カム 2 0 を低リフト吸気カム 1 9 よりも吸気カムシャフト 1 5 の外側へ突出させる。その結果、吸気バルブ 2 8 は高リフト吸気カム 2 0 によって開閉駆動されるようになる。

【0039】又、油圧通路 8 4 内のオイルが給排通路 5 6 を介して排出されると、油圧通路 8 4 内の油圧が下がって一対の受圧部材 8 5 がコイルスプリング 8 8 の付勢力により前記と逆方向へ移動する。この移動により受圧部材 8 5 が一対のピン 8 7 を介して高リフト吸気カム 2 0 を引き、その高リフト吸気カム 2 0 を吸気カムシャフト 1 5 の軸線へ向かって没入させる。その結果、吸気バルブ 2 8 は低リフト吸気カム 1 9 によって開閉駆動されるようになる。

【0040】尚、高リフト及び低リフト吸気カム 2 0、1 9 で吸気バルブ 2 8 を開閉駆動した場合、吸気バルブ 2 8 の開閉特性はそれぞれ図 10 に実線 X 及び破線 Y 1 で示される特性となる。即ち、高リフト吸気カム 2 0 で開閉駆動されたときの吸気バルブ 2 8 のリフト量は、低リフト吸気カム 1 9 で開閉駆動されたときの吸気バルブ 2 8 のリフト量よりも大きくなる。又、高リフト吸気カム 2 0 で開閉駆動されたときの吸気バルブ 2 8 の開弁時間は、低リフト吸気カム 1 9 で開閉駆動されたときの吸気バルブ 2 8 の開弁時間よりも長くなる。

【0041】これは、エンジン 1 1 の低回転時には低リフト吸気カム 1 9 で吸気バルブ 2 8 を開閉駆動してエンジン 1 1 への吸入空気量を少なくし、エンジン 1 1 の高回転時には高リフト吸気カム 2 0 で吸気バルブ 2 8 を開

ある。

【0042】一方、吸気バルブ28が低リフト吸気カム19で開閉駆動されているとき、前述したバルブタイミング調整機構17を作動させて吸気バルブ28の開弁時期を早めると、吸気バルブ28の開閉特性が図10に破線Y1で示す状態から破線Y2で示す状態へと徐々に変更される。そして、吸気カムシャフト15が最進角状態になると、吸気バルブ28の開閉特性が破線Y2で示す状態になり、吸気バルブ28の全開弁期間が、同図10に実線Zで示す排気バルブ29の開弁期間と重なるよう

【0043】次に、前記バルブタイミング調整機構17及びバルブリフト量調整機構21に対してオイルを給排し、同機構17、18を作動させるための油圧回路について説明する。

【0044】図8に示すように、バルブタイミング調整機構17の進角制御油路51及び遅角制御油路52は、オイルコントロールバルブ(OCV)53を介して、供給通路54及び排出通路55に接続されている。又、バルブリフト量調整機構21の給排通路56は、オイルス

【0045】供給通路54は、例えば前記クランクシャフト12の回転に伴って駆動されるオイルポンプ59を介して、エンジン11の下部に設けられたオイルパン60内に繋がっており、排出通路55、58は直接オイルパン60内に繋がっている。尚、供給通路54はオイルポンプ59よりも下流側において二股に分岐しており、その分岐した供給通路54がそれぞれOCV53及びOSV57に接続されている。

【0046】OCV53は2位置4ポート型の電磁切換弁であって、電磁ソレノイド61の消磁状態においては、バネ62の付勢力によりA側流路を選択するように切り換えられる。又、電磁ソレノイド61が励磁されると、OCV53はB側流路を選択するように切り換えられる。

【0047】A側流路を選択するように切り換えられたOCV53は、供給通路54と進角制御油路51とを連通させ、且つ排出通路55と遅角制御油路52とを連通させる。その結果、オイルパン60内のオイルは、オイルポンプ59により、供給通路54、OCV53及び進角制御油路51を介して、バルブタイミング調整機構17へ供給される。又、バルブタイミング調整機構17内にあったオイルは、遅角制御油路52、OCV53及び排出通路55を介して、オイルパン60内に戻される。進角制御油路51からオイルが供給されたバルブタイミング調整機構17は、前述したように吸気カムシャフト15をクランクシャフト12に対して進角させ、吸気バルブ28の開弁時期を早め

られたOCV53は、供給通路54と遅角制御油路52とを連通させ、且つ排出通路55と進角制御油路51とを連通させる。その結果、オイルパン60内のオイルは、オイルポンプ59により、供給通路54、OCV53及び遅角制御油路52を介して、バルブタイミング調整機構17へ供給される。又、バルブタイミング調整機構17内にあったオイルは、進角制御油路51、OCV53及び排出通路55を介して、オイルパン60内に戻される。遅角制御油路52からオイルが供給されたバルブタイミング調整機構17は、前述したように吸気カムシャフト15をクランクシャフト12に対して遅角させ、吸気バルブ28の開弁時期を遅くする。

【0049】前記OSV57は2位置3ポート型の電磁切換弁であって、電磁ソレノイド63の消磁状態においては、バネ64の付勢力によりA側流路を選択するように切り換えられる。又、電磁ソレノイド63が励磁されると、OSV57はB側流路を選択するように切り換えられる。

【0050】A側流路を選択するように切り換えられたOSV57は、供給通路54と給排通路56とを連通させ、且つ排出通路58を遮断する。その結果、オイルパン60内のオイルは、オイルポンプ59により、供給通路54、OSV57及び給排通路56を介してバルブリフト量調整機構21へ供給される。この状態にあっては、バルブリフト量調整機構21内の油圧が上昇し、前述したように吸気バルブ28を開閉駆動するカムが低リフト吸気カム19から高リフト吸気カム20へ切り換えられるように、同バルブリフト量調整機構21が作動する。

【0051】一方、B側流路を選択するように切り換えられたOSV57は、排出通路58と給排通路56とを連通させ、且つ供給通路54を遮断する。その結果、バルブリフト量調整機構21内のオイルが、給排通路56、OSV57及び排出通路58を介してオイルパン60内へ戻され、同バルブリフト量調整機構21内のオイルの油圧が減圧される。この状態にあっては、前述したように吸気バルブ28を開閉駆動するカムが高リフト吸気カム20から低リフト吸気カム19へ切り換えられるように、バルブリフト量調整機構21が作動する。

【0052】次に、上記バルブタイミング制御装置の電氣的構成を説明する。図9に示すように、バルブタイミング制御装置に設けられた電子制御ユニット(以下「ECU」という)89は、ROM90、CPU91、RAM92及びバックアップRAM93を備えている。

【0053】ROM90には各種制御プログラムや、その各種制御プログラムを実行する際に参照されるマップ等が記憶され、CPU91はROM90に記憶された各種制御プログラムに基づいて演算処理を実行するようになっている。又、RAM92はCPU91での演算結果

ようになっており、バックアップRAM 93はエンジン11の停止時に保存すべきデータを記憶するようになっている。そして、ROM 90、CPU 91、RAM 92及びバックアップRAM 93は、バス94を介して互いに接続されるとともに、入力インターフェース95及び出力インターフェース96と接続されている。

【0054】入力インターフェース95には前記回転数センサ40、吸気圧センサ37及びスロットルセンサ36が接続され、出力インターフェース96には前記燃料噴射弁38、OCV 53及びOSV 57が接続されている。

【0055】次に、本実施形態のバルブタイミング制御装置による制御態様を、図11～図15のフローチャートを参照して説明する。尚、図11はバルブタイミング制御についての制御ルーチンを示したものであり、図12はバルブリフト量制御についての制御ルーチンを示したものである。又、図13はアイドル時のフューエルカット制御についての制御ルーチンを示したものであり、図14は不整燃料噴射時のフューエルカット制御についての制御ルーチンを示したものである。更に、図15は

フューエルカット時のバルブタイミング制御についての制御ルーチンを示したものである。これら各制御はECU 89を通じて所定の周期で繰り返し実行されるようになっている。

【0056】図11に示すバルブタイミング制御ルーチンにおいて、ECU 89は、ステップS101の処理として、エンジン11の回転数を検出する回転数センサ40からの検出信号に基づきエンジン回転数 n_e を読み込む。併せて、ECU 89はステップS102でエンジン11の負荷、例えば吸気通路32内の圧力を検出する吸気圧センサ37の検出値を読み込む。その後、ECU 89はステップS103で、ROM 90に記憶された図16に示すバルブタイミング進角マップを読み込む。このバルブタイミング進角マップは、エンジン回転数 n_e とエンジン11のトルク（負荷）とをパラメータとするマップである。

【0057】そして、エンジン11の運転状態が図中に示される領域A内にある場合、ECU 89はOCV 53を駆動制御して吸気カムシャフト15が進角するようバルブタイミング調整機構17を作動させる。又、エンジン11の運転状態が前記領域A内にない場合、ECU 89はエンジン11の運転状態が図中に示される領域B内にある場合を除き、OCV 53の駆動制御により吸気カムシャフト15が遅角するようバルブタイミング調整機構17を作動させる。

【0058】次に、図12に示すバルブリフト量制御ルーチンにおいて、ECU 89は、ステップS202の処理として、回転数センサ40からの検出信号に基づきエンジン回転数 n_e を読み込む。併せて、ECU 89はス

ンサ37からの検出値を読み込む。その後、ECU 89はステップS203で、ROM 90に記憶された図17に示すバルブリフト量切換マップを読み込む。このバルブリフト量切換マップも、エンジン回転数 n_e とエンジン11のトルク（負荷）とをパラメータとするマップである。

【0059】そして、エンジン11の運転状態が図中に示される直線Lよりも矢印 α 方向側に位置する場合、ECU 89はOSV 57の駆動制御を行い、吸気バルブ28が高リフト吸気カム20で開閉駆動されるようにバルブリフト量調整機構21を作動させる。又、エンジン11の運転状態が直線Lよりも矢印 β 方向側に位置する場合、ECU 89はOSV 57の駆動制御を行い、吸気バルブ28が低リフトカム19で開閉駆動されるようにバルブリフト量調整機構21を作動させる。

【0060】次に、図13に示すアイドル時フューエルカット制御ルーチンにおいて、ECU 89は、スロットルバルブ35の開度を検出するスロットルセンサ36からの検出信号に基づき、ステップS301の処理としてスロットルバルブ35が全閉か否かを判断する。そして、スロットルバルブ35が全閉でない場合ECU 89が判断した場合には、ECU 89はこの制御ルーチンを一旦終了する。又、スロットルバルブ35が全閉、即ちアイドル状態であるとECU 89が判断した場合には、ステップS302へ進む。

【0061】ECU 89はステップS302で、回転数センサ40からの検出信号に基づき、エンジン回転数 n_e が回転数N1（例えば1400 rpm）以上か否かを判断する。尚、回転数N1はROM 90に予め記憶され、その値はアイドル時のエンジン回転数よりも大きな値となっている。ここで、エンジン回転数 n_e が回転数N1よりも小さい場合ECU 89が判断した場合には、ECU 89はこの制御ルーチンを一旦終了させる。又、エンジン回転数 n_e が回転数N1以上とECU 89が判断した場合にはステップS303に進む。

【0062】ECU 89はステップS303の処理として、アイドル時のフューエルカットフラグを「1」にセットする。その後、ステップS304へ進み、ECU 89は燃料噴射弁38への燃料供給をカット（フューエルカット）する。

【0063】又、図14に示す不整噴射時フューエルカット制御ルーチンでは、ECU 89は、ステップS401の処理として、回転数センサ40からの検出信号に基づき、エンジン回転数 n_e が回転数N2（例えば1600 rpm）以上か否かを判断する。尚、回転数N2もROM 90に予め記憶され、その値はアイドル時のエンジン回転数よりも大きい値となっている。ここで、エンジン回転数 n_e が回転数N2よりも小さい場合ECU 89が判断した場合には、ECU 89はこの制御ルーチを一

上とECU89が判断した場合にはステップS402に進む。

【0064】ECU89は、ステップS402の処理として、エンジン回転数、吸気圧及びスロットル開度等に基づき演算された燃料噴射弁38の燃料噴射時間TAUが、ある所定の時間t以下であるか否かを判断する。

尚、時間tもROM90に予め記憶され、その値はスロットルバルブ35が微小に開いたときの燃料噴射弁38の燃料噴射時間TAUに対応した値になっている。ここで、燃料噴射時間TAUが時間tよりも大きいとECU89が判断した場合には、ECU89はこの制御ルーチンを一旦終了させる。又、燃料噴射時間TAUが時間t以下、即ち不整噴射であるとECU89が判断した場合にはステップS403に進む。

【0065】ECU89は、ステップS403の処理として、不整噴射時のフューエルカットフラグを「1」にセットする。その後、ステップS404へ進み、ECU89は燃料噴射弁38への燃料供給をカット（フューエルカット）する。

【0066】アイドル状態であれ、また不整燃料噴射時であれ、上記のようにフューエルカットを行うことにより、エンジン11におけるエミッションの低減を図るとともに、燃料の消費を少なくして燃費を向上させることができるようになることは前述した通りである。

【0067】次に、図15に示すフューエルカット時バルブタイミング制御ルーチンにおいて、ECU89は、ステップS501の処理として、上述したアイドル時のフューエルカットフラグが「1」にセットされているか否かを判断する。そして、アイドル時のフューエルカットフラグが「1」にセットされているとECU89が判断した場合には、ステップS503へ進む。又、アイドル時のフューエルカットフラグが「1」にセットされていないとECU89が判断した場合には、ステップS502へ進む。

【0068】ECU89は、ステップS502の処理として、上述した不整噴射時のフューエルカットフラグが「1」にセットされているか否かを判断する。そして、不整噴射時のフューエルカットフラグが「1」にセットされていないとECU89が判断した場合には、この制御ルーチンを一旦終了させる。又、不整噴射時のフューエルカットフラグが「1」にセットされているとECU89が判断した場合には、ステップS503へ進む。

【0069】このステップS503に進んだとき、エンジン11は、フューエルカットがなされているために図16の領域B内に位置するような状態で運転されることとなり、またバブルリフト量調整機構21は吸気バルブ28を低リフト吸気カム19で開閉駆動するように作動されている。即ち、この状態にあっては、その吸気バルブ28の開閉特性が図10に破線Y1で示す状態にな

バルブ28の開閉特性（図中の破線X）に比べ、同吸気バルブ28の開弁時間が短くなるとともにリフト量が小さくなっている。

【0070】そして、ECU89は、ステップS503の処理として、OSV57を制御するための制御信号に基づき、吸気バルブ28を開閉駆動するカムが低リフト吸気カム19になっているか否かを判断し、該吸気バルブ28を開閉駆動するカムが低リフト吸気カム19になっていることを条件にステップS504へ進む。尚、このとき、吸気バルブ28を開閉駆動するカムが低リフト吸気カム19になっていないと判断される場合には、何らかの異常が考えられるため、適宜のエラー処理を行なうなどして、この制御ルーチンを一旦終了させる。

【0071】ECU89は、ステップS504の処理としてOCV53の駆動制御を行い、吸気カムシャフト15が最進角状態となるようにバルブタイミング調整機構17を作動させる。その結果、吸気バルブ28の開閉特性が図10に破線Y2で示す状態となり、吸気バルブ28の全開弁期間が実線Zで示す排気バルブ29の開弁期間と重なるようになる。

【0072】即ち、エンジン11の排気行程（BDC→TDC）中に開く排気バルブ29の開弁時期に対し、前述した吸気バルブ28の全開弁時期が重なることにより、エンジン11の吸気行程（TDC→BDC）中において吸気バルブ28が開いている時間が最も短くなる。従って、フューエルカット時でのエンジン11の吸気行程において、燃焼室25へ吸入される空気を最少にするとともに、触媒コンバータ41へ送られる空気の量を最少とすることができ、その空気に含まれる酸素による触媒41aの劣化が確実に防止される。

【0073】又、一般に、フューエルカットを行なうようなエンジンの低負荷時には、吸気バルブの開弁時期を遅らせてバルブオーバーラップを短くし、エンジンの運転状態を安定させることが行われている。その結果、従来では吸気行程中において吸気バルブが開いている時間が長くなるため、フューエルカット時における吸気行程中のシリンダ内の負圧は図18に示すように比較的小さくなり、エンジンプレーキの効きが悪くなっていた。

【0074】しかし、本実施形態の装置では、上述したようなバルブタイミング制御及びバルブリフト量制御が実行されることにより、フューエルカット時でのエンジン11の吸気行程においてシリンダ内に空気が吸入されにくくなる。従って、フューエルカット時において、吸気行程中のシリンダ内の負圧が図19に示すように従来よりも大きくなるため、その時のエンジンプレーキの効きを向上させることができるようになる。

【0075】以上詳述したように、本実施形態によれば、下記（a）及び（b）に示す効果が得られるようになる。

フト吸気カム 19 で駆動するようにカムの切り換えが行われ、その吸気バルブ 28 の開弁時間が短くされる。更に、その状態で、吸気バルブ 28 の全開弁時期が排気バルブ 29 の開弁時期と重なるまで、同吸気バルブ 28 の開弁時期が早められる。従って、吸気行程中において吸気バルブ 28 が開いている時間が最も短くなるため、フューエルカット時での吸気行程において燃焼室 25 へ吸入される空気を最少とすることができる。そのため、フューエルカット時に触媒コンバータ 41 へ送られる空気の量を最少とすることができ、その空気に含まれる酸素による触媒 41 a の劣化を確実に防止することができる。

【0076】(b) フューエルカット時における吸気行程中には、上述した理由により燃焼室 25 へ吸入される空気が最少とされて、シリンダ内の負圧が従来よりも大きくなるため、フューエルカット時のエンジンブレーキの効きを向上させることができる。

【0077】尚、本発明は、例えば以下のように変更して具体化することもできる。

(1) 本実施形態のバルブタイミング調整機構 17 を、例えば前記公報（特開 5-5430 号）に記載されているようなリングギヤ式のものに変更してもよい。

【0078】(2) バルブリフト量調整機構 21 を省略し、フューエルカット時には吸気バルブ 28 のリフト量を変更せず、バルブタイミング調整機構 17 により同バルブ 28 の開弁時期を早めるだけにしてもよい。この場合、バルブタイミング制御装置の構成を簡略化することができる。又、吸気行程中において吸気バルブ 28 が開いている時間が従来よりは短くなるため、実施例に準じた効果を得ることはできる。

【0079】(3) 本実施形態では、フューエルカット時に吸気バルブ 28 の開弁期間全体が排気バルブ 29 の開弁期間と重なるようにしたが、吸気バルブ 28 の開弁期間の一部だけが排気バルブ 29 の開弁時期と重なるものであってもよい。この場合、吸気行程中における吸気バルブ 28 が開いている時間が、従来及び上記 (2) の場合よりは短くなるため、上記 (2) の効果よりも優れ、且つ実施例に準じた効果を得ることはできる。

【0080】(4) 本実施形態において、バルブリフト量調整機構 21 は、例えば吸気バルブ 28 を駆動するカムをロッカアームの選択によって変更するタイプのものであってもよい。

【0081】

【発明の効果】請求項 1 記載の発明によれば、燃料カット時に吸気バルブの開弁時期が早められるため、吸気行程中において吸気バルブが開いている時間が短くなる。従って、燃料カット時における吸気行程において、燃焼室へ空気を吸入させにくくして、エンジンブレーキの効きを向上させることができる。又、燃焼室へ空気が吸入さ

る空気の量が少なくなるため、触媒の劣化を低減させることができる。

【0082】請求項 2 記載の発明によれば、燃料カット時には吸気バルブの開弁時間が短くされた状態で、その吸気バルブの開弁時期が早められるため、吸気行程において吸気バルブが開いている時間を、より一層短くすることができる。

【0083】請求項 3 記載の発明によれば、燃料カット時には、吸気行程中において吸気バルブが開いている時間が最も短くなるため、触媒の劣化等をより確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本実施形態のエンジンを示す側面図。

【図 2】同エンジンのシリンダヘッドを示す平面図。

【図 3】同エンジンの内部構造を示す断面図。

【図 4】バルブタイミング調整機構の構成を示す断面図。

【図 5】バルブタイミング調整機構の進角側及び遅角側油圧室を示す断面図。

【図 6】バルブタイミング調整機構の進角側及び遅角側油圧室を示す断面図。

【図 7】バルブリフト量調整機構の構成を示す断面図。

【図 8】バルブタイミング調整機構及びバルブリフト量調整機構に対するオイル給排の構造を示す油圧回路図。

【図 9】バルブタイミング制御装置の電氣的構成を示すブロック回路図。

【図 10】吸気及び排気バルブの開閉特性を示すタイミング図。

【図 11】フューエルカット解除時におけるバルブタイミング制御の制御態様を示すフローチャート。

【図 12】フューエルカット解除時におけるバルブリフト量制御の制御態様を示すフローチャート。

【図 13】アイドル時におけるフューエルカット制御の制御態様を示すフローチャート。

【図 14】不整噴射時におけるフューエルカット制御の制御態様を示すフローチャート。

【図 15】フューエルカット時におけるバルブタイミング制御の制御態様を示すフローチャート。

【図 16】エンジン回転数とトルク（負荷）とをパラメータとし、バルブタイミング制御時に使用するマップ。

【図 17】エンジン回転数とトルク（負荷）とをパラメータとし、バルブリフト量制御時に使用するマップ。

【図 18】従来のエンジンにおける吸気行程中のシリンダ内圧を示す説明図。

【図 19】本実施形態のエンジンにおける吸気行程中のシリンダ内圧を示す説明図。

【符号の説明】

11…エンジン、17…バルブタイミング調整機構、19…低リフト吸気カム、20…高リフト吸気カム、21

(10)

特開平10-115234

17

18

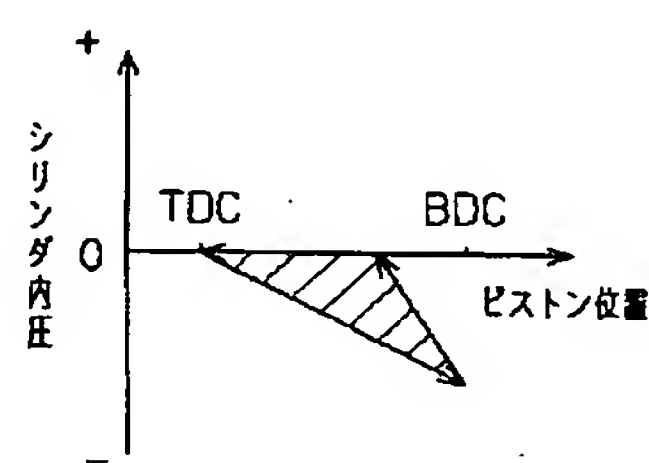
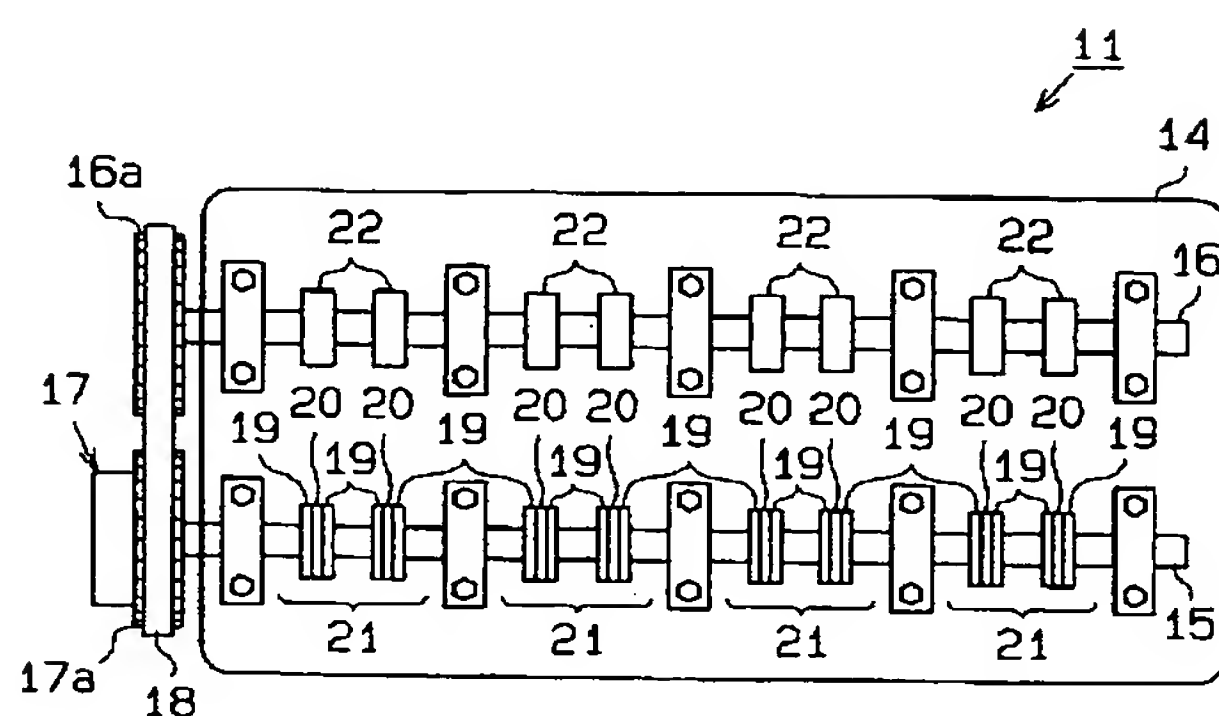
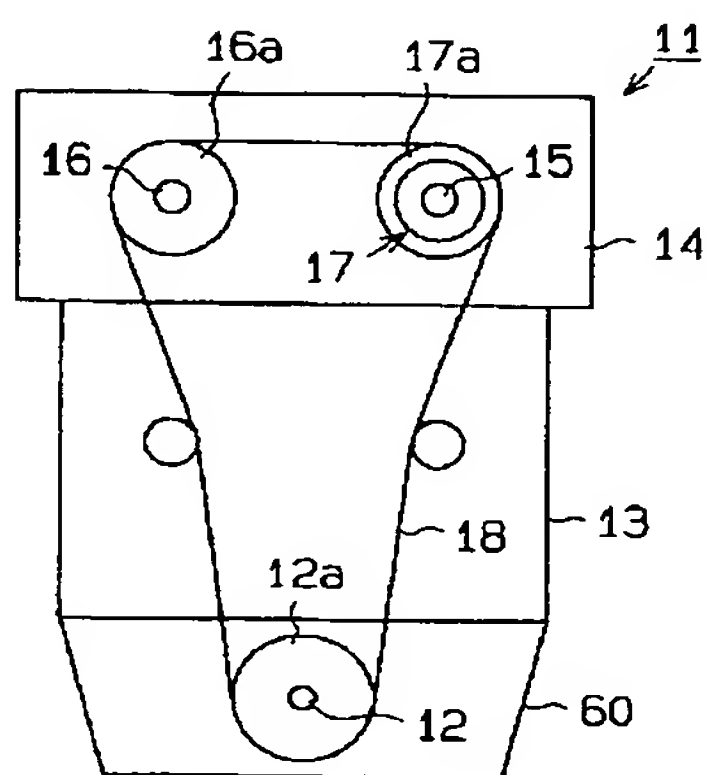
スロットルセンサ、37…吸気圧センサ、38…燃料噴射弁、40…回転数センサ、53…オイルコントロール

バルブ (OCV)、57…オイルスイッチングバルブ (OSV)、89…電子制御ユニット (ECU)。

【図1】

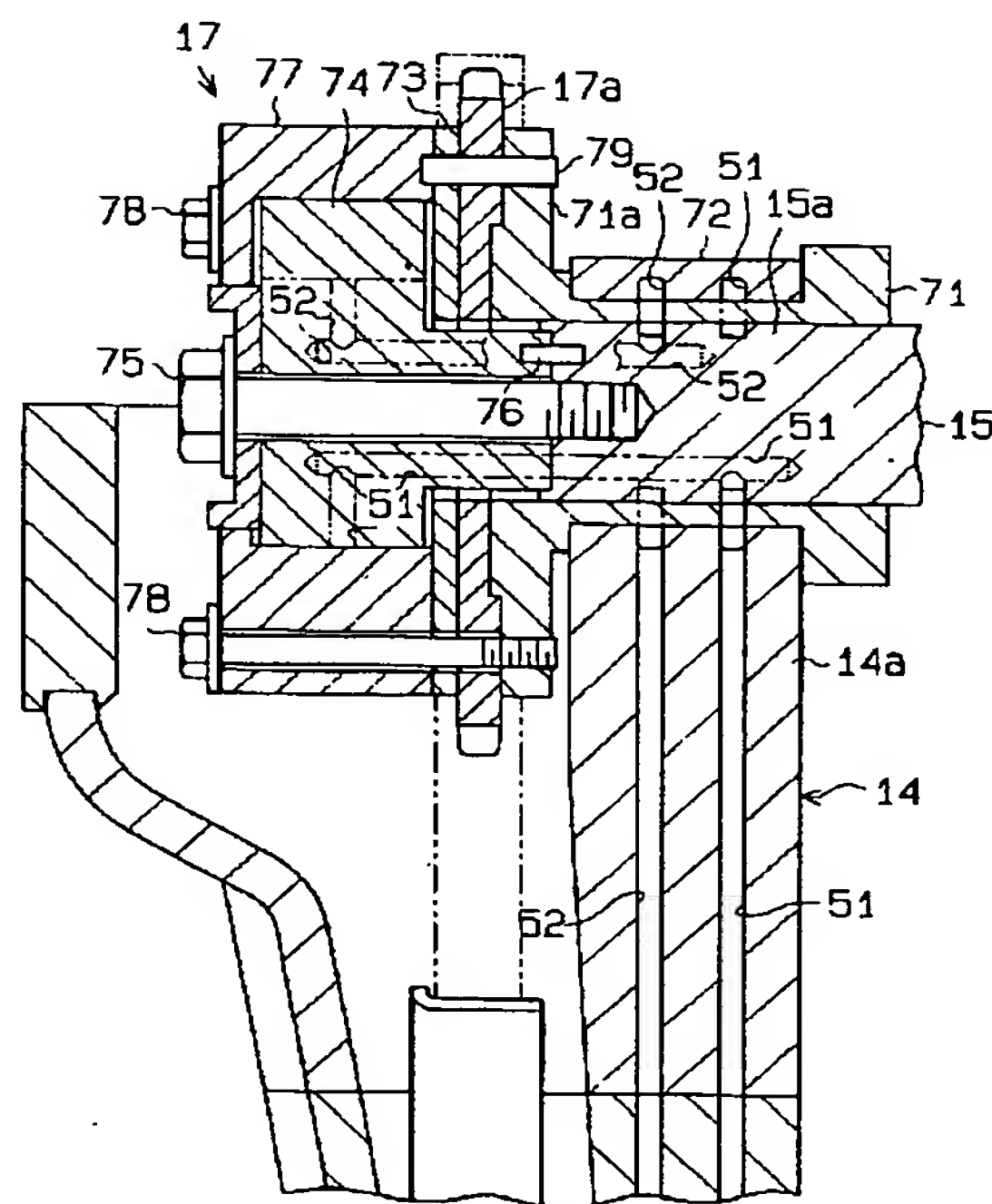
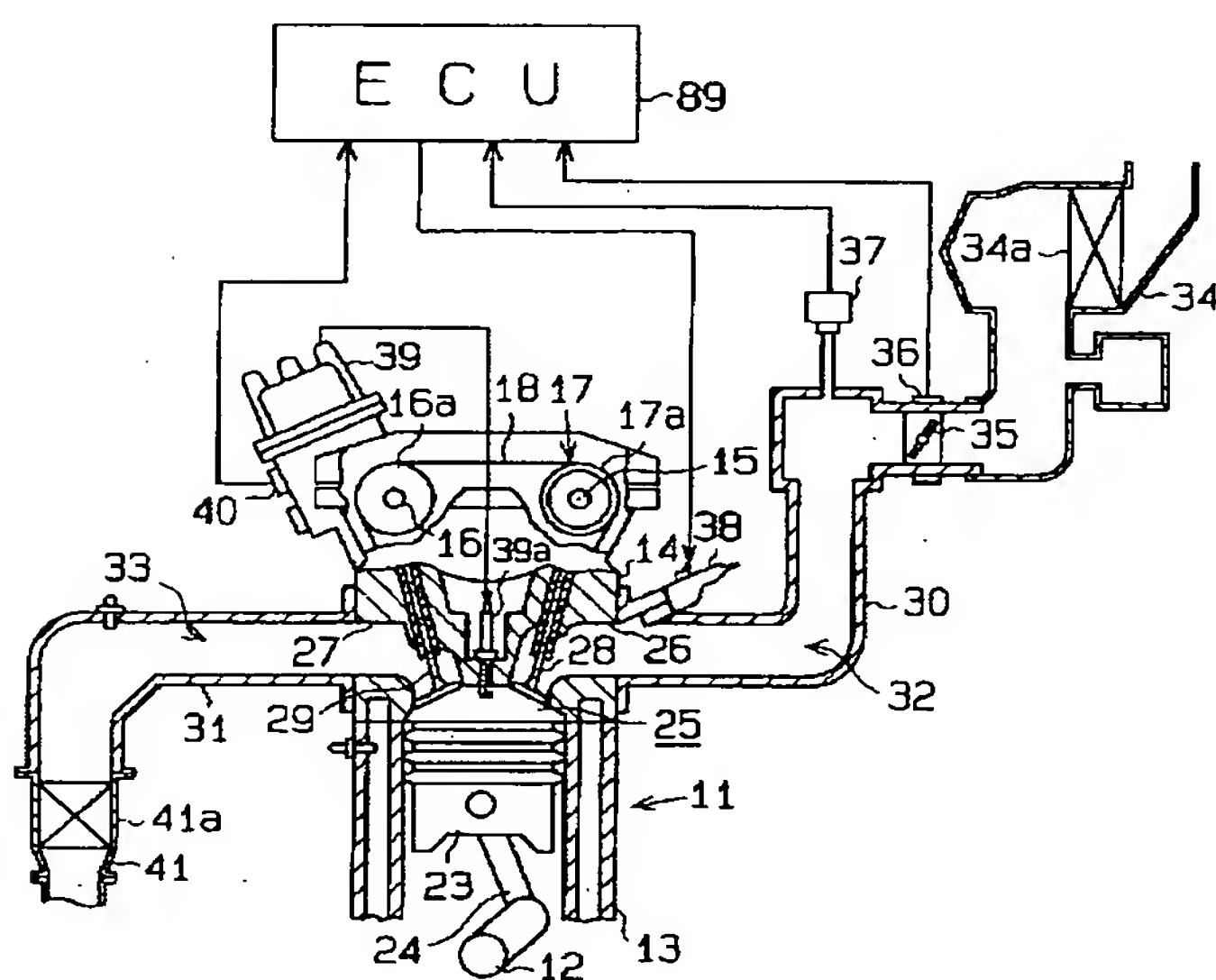
【図2】

【図18】



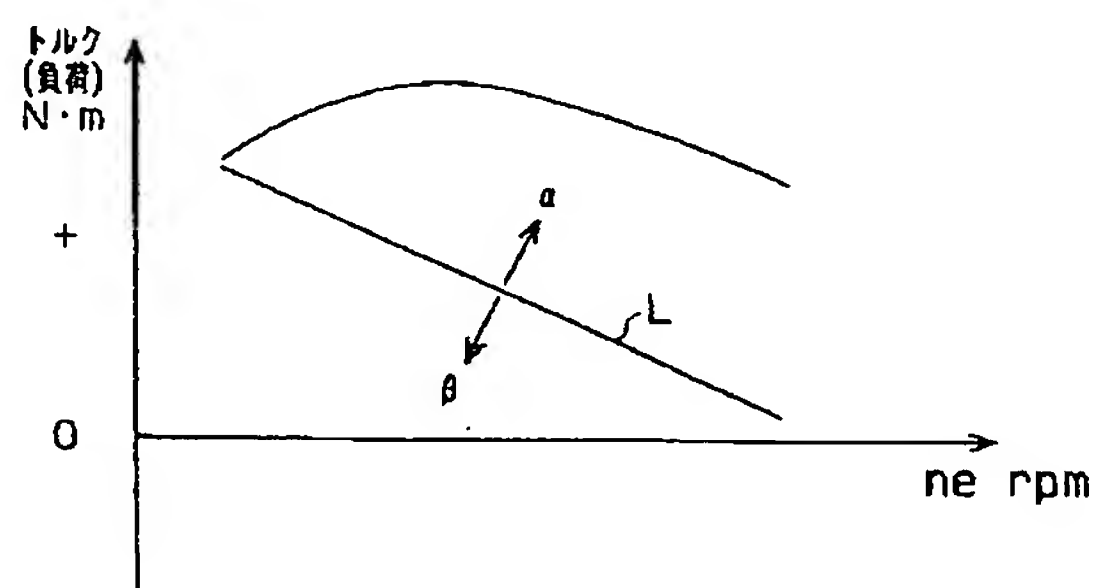
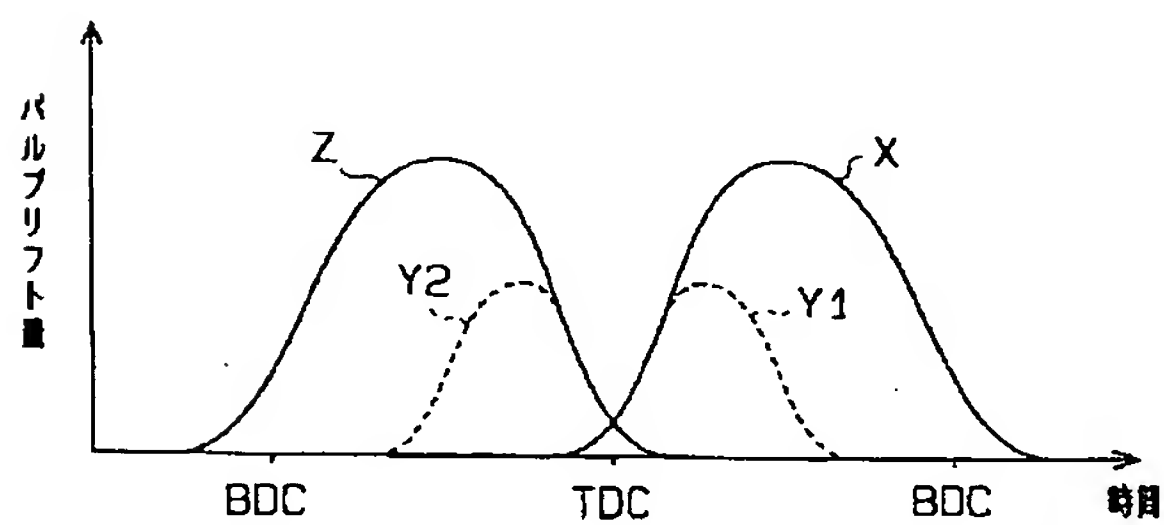
【図3】

【図4】

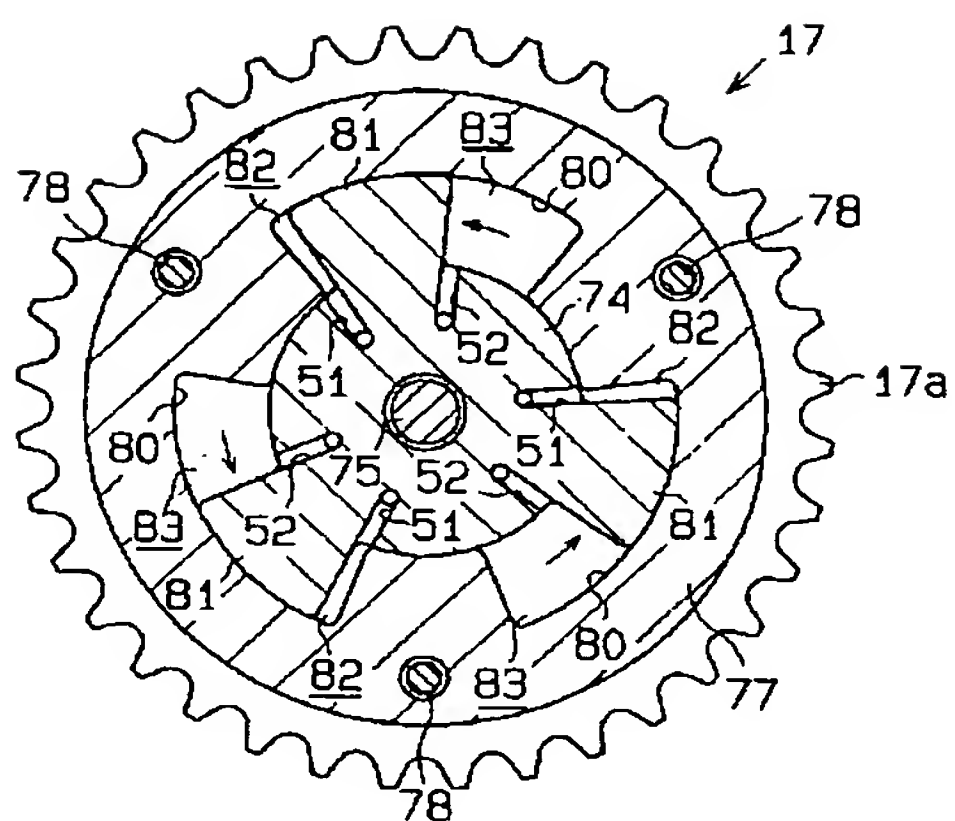


【図10】

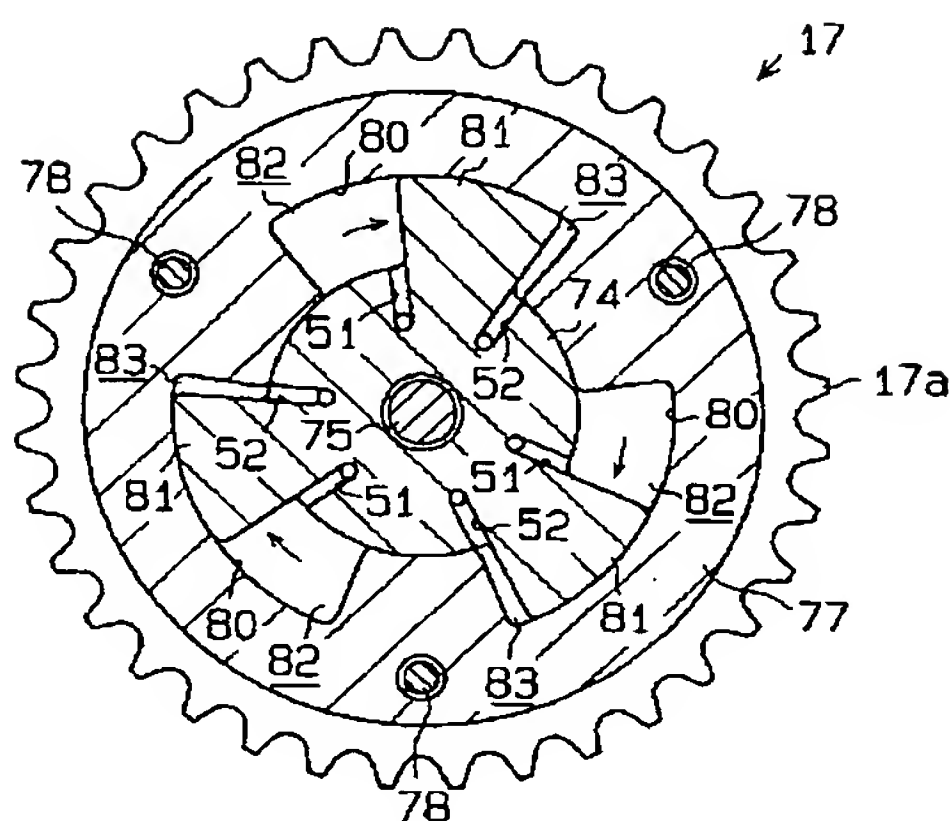
【図17】



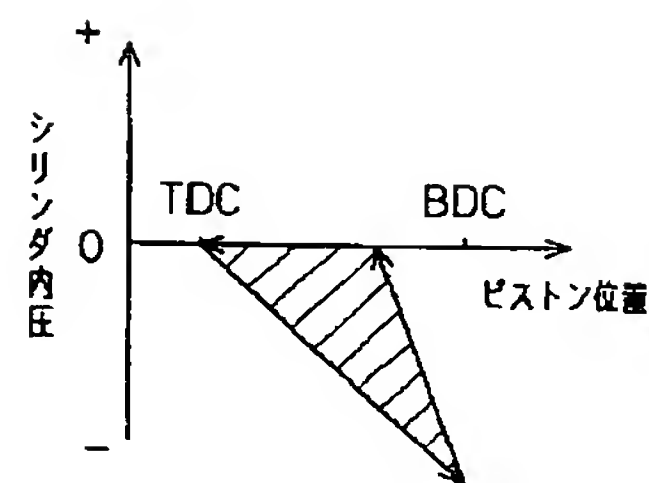
【図5】



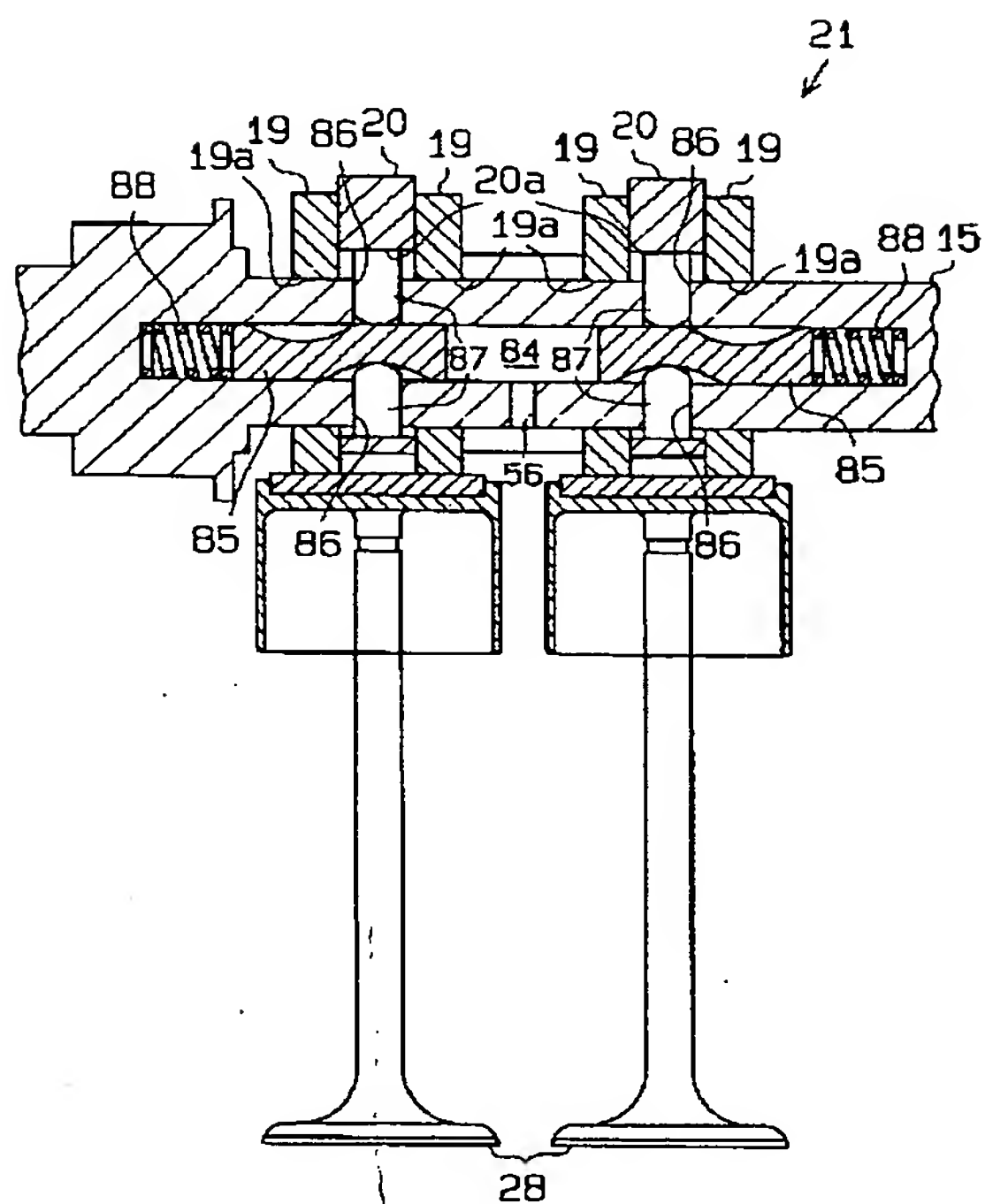
【図6】



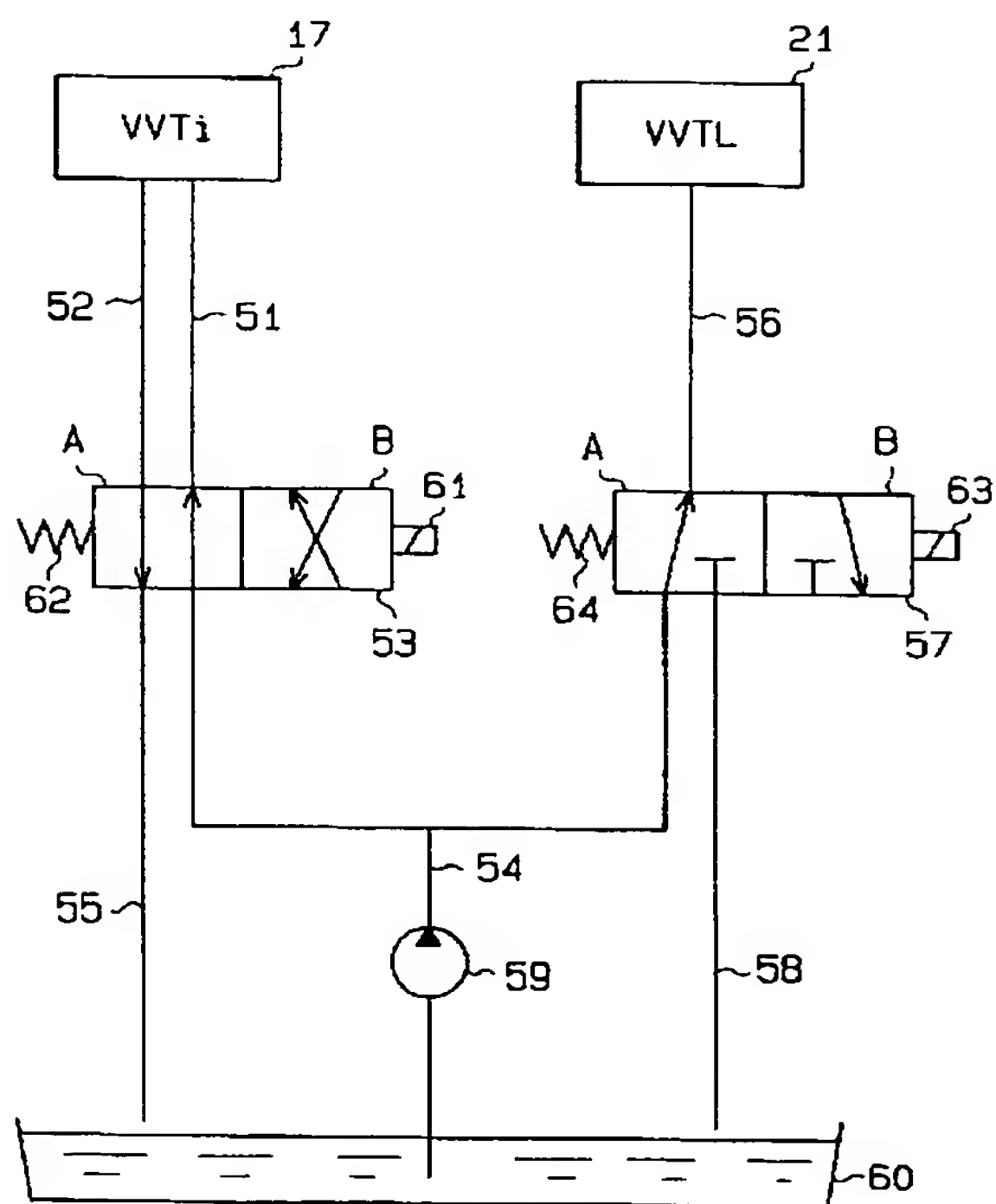
【図19】



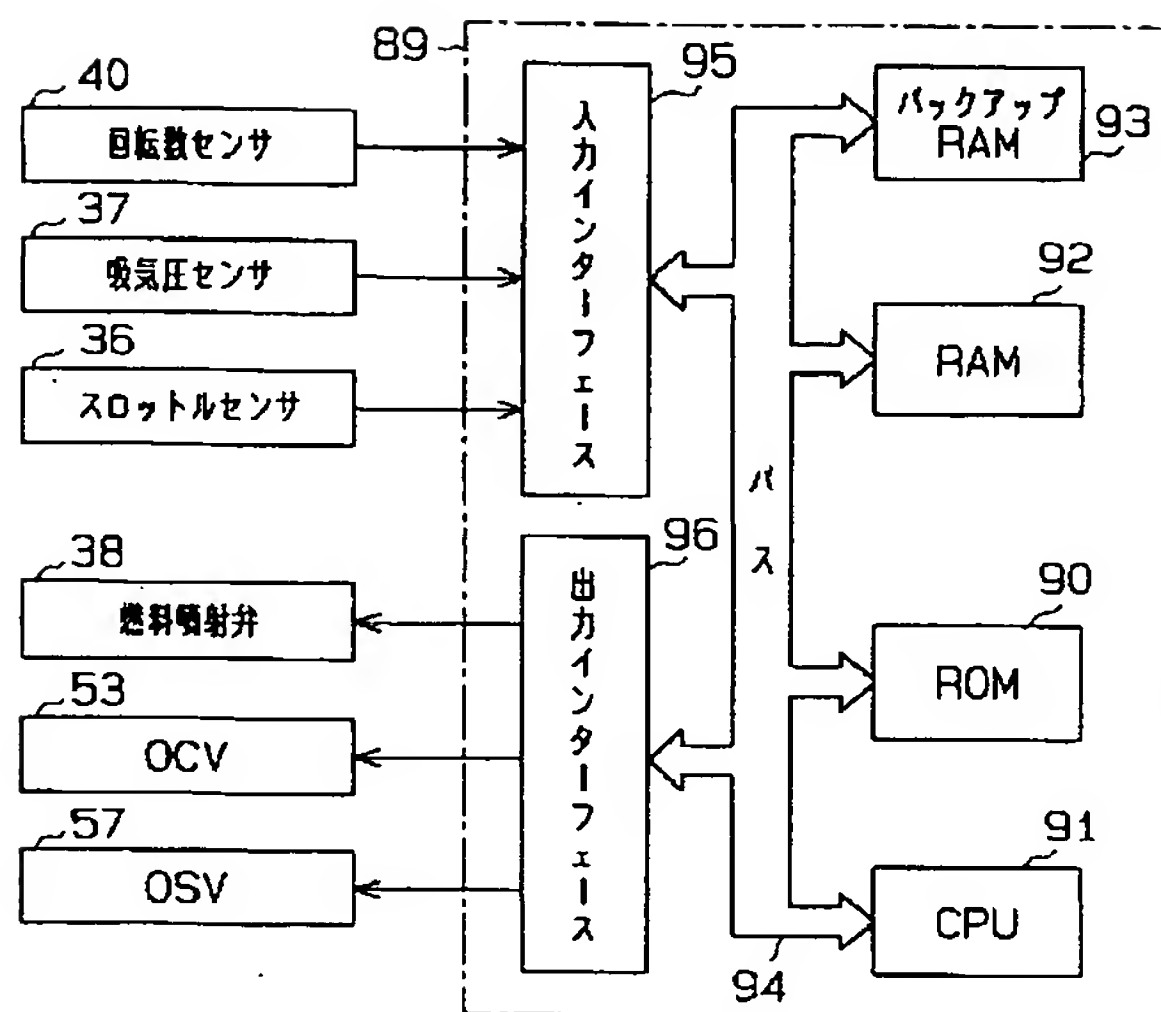
【図7】



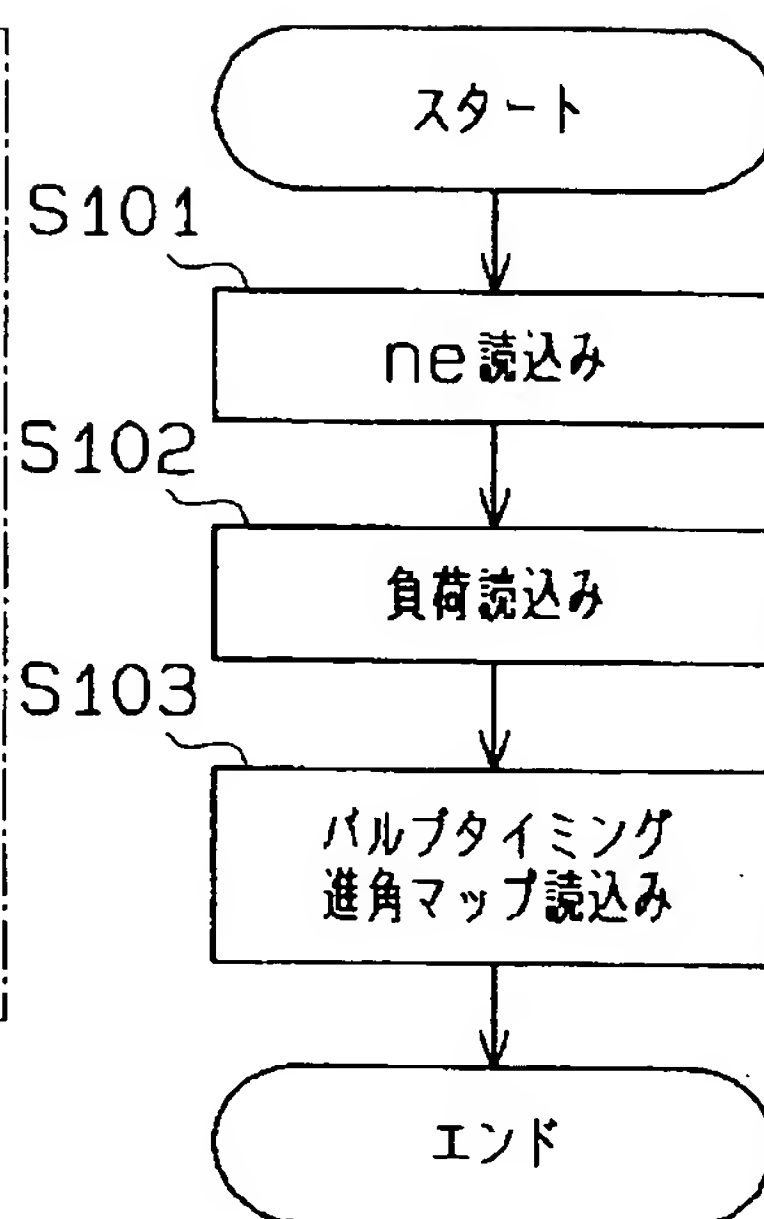
【図8】



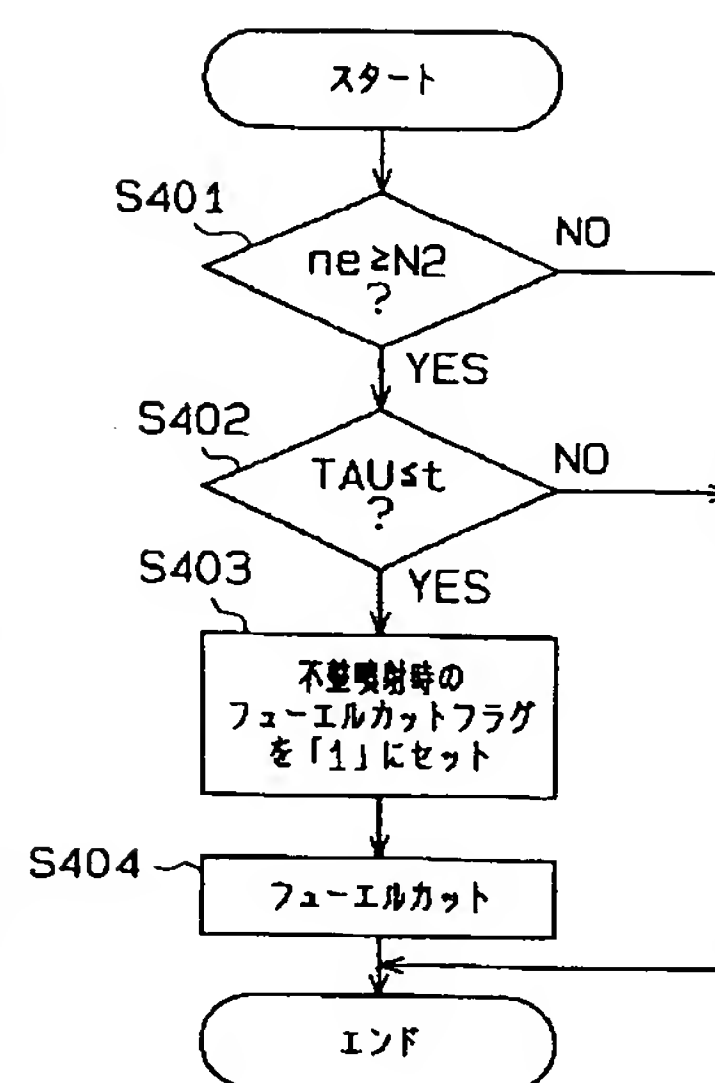
【図9】



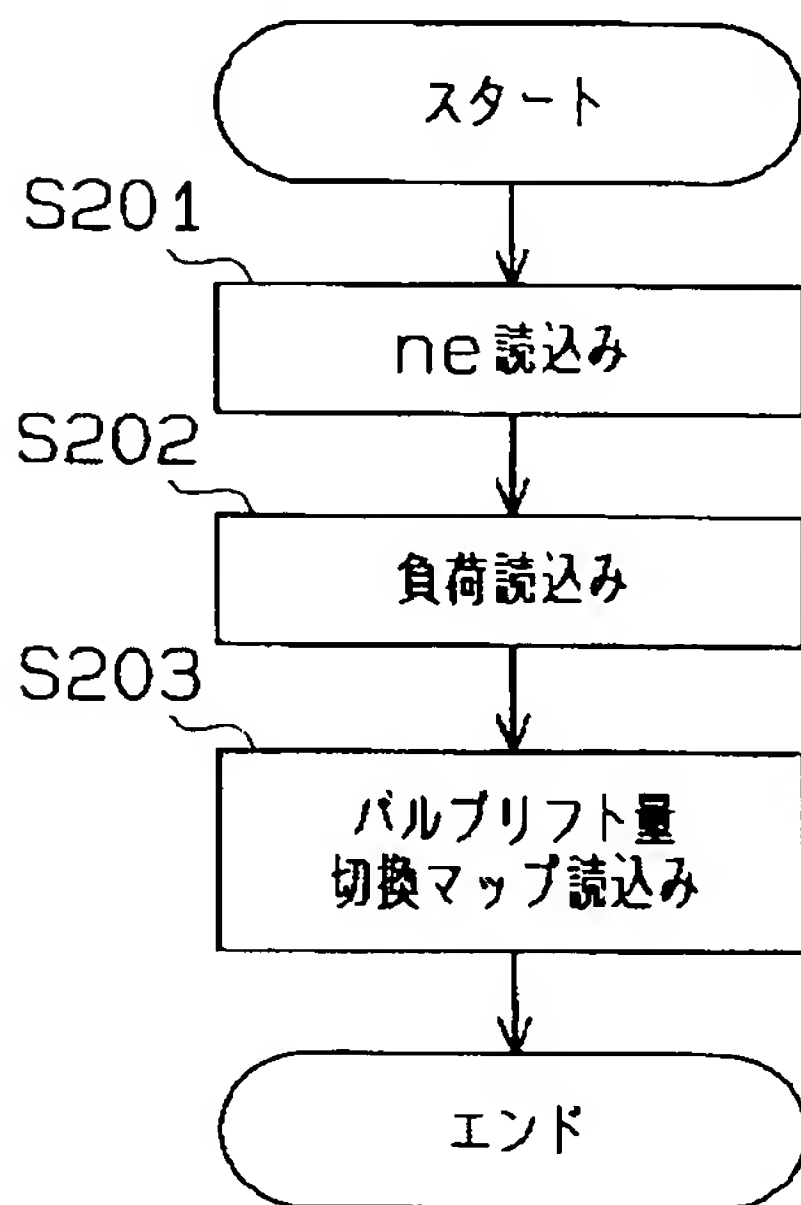
【図11】



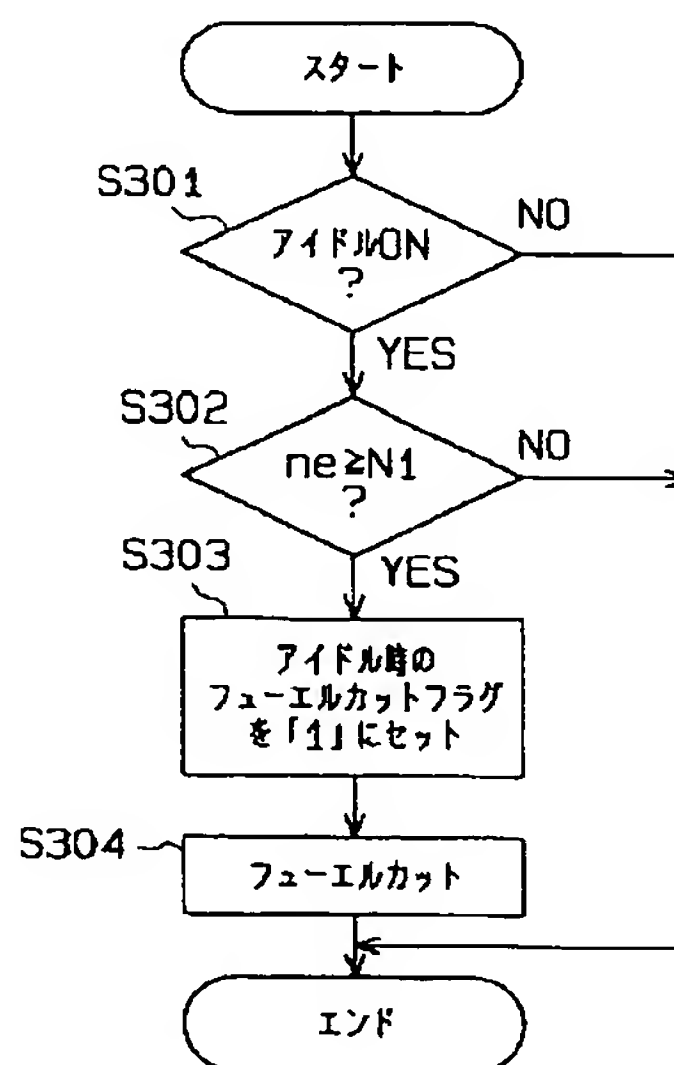
【図14】



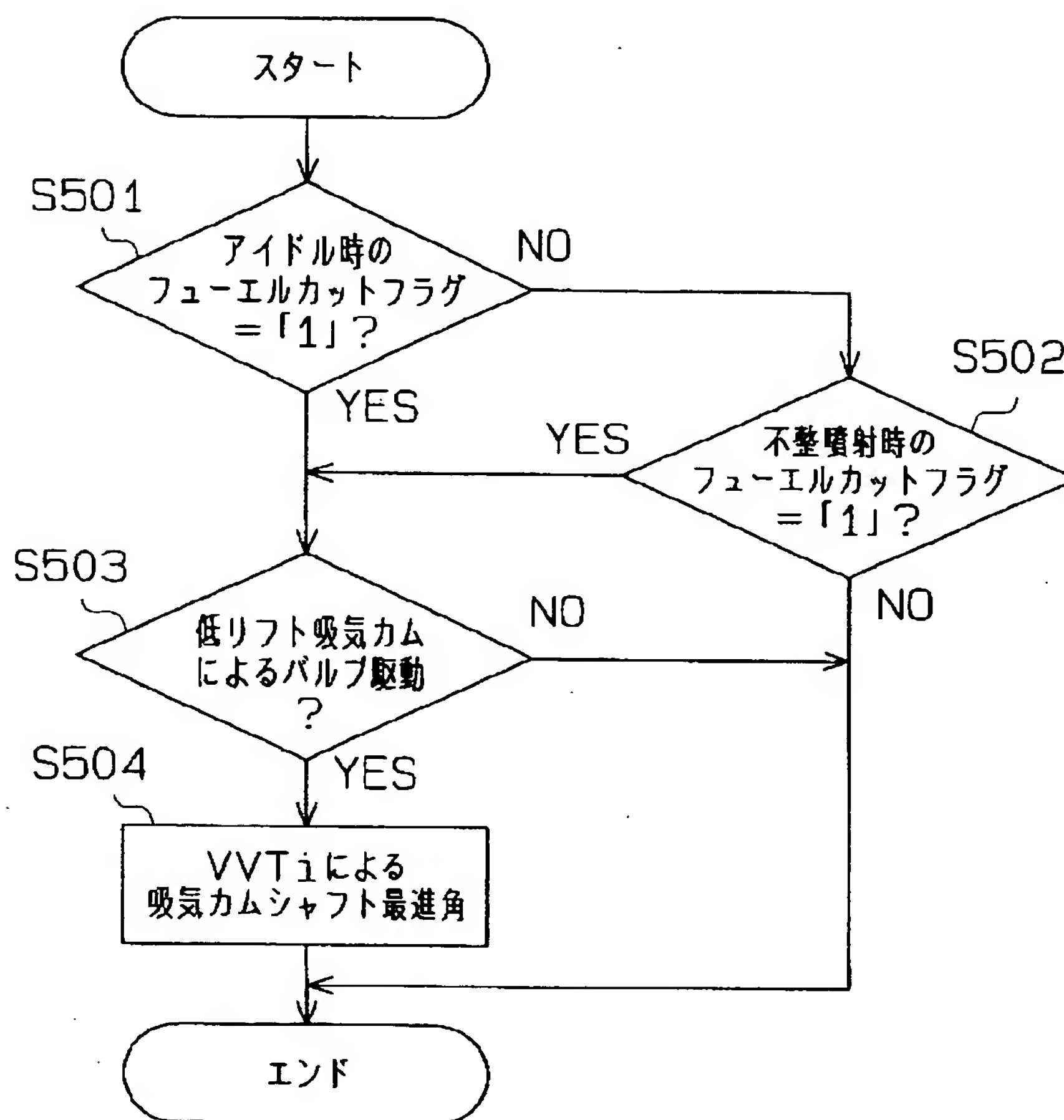
【図12】



【図13】



【図15】



【図16】

